



Universidad
de Cádiz

Escuela Superior
de Ingeniería

TRABAJO DE FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**PREDISEÑO DE UNA PLANTA DE
GENERACIÓN DE POTENCIA MEDIANTE
HIBRIDACIÓN SOLAR + BIOMASA**

AUTOR: MANUEL JESÚS CALVO ACOSTA

Cádiz, enero 2021



Universidad
de Cádiz

Escuela Superior
de Ingeniería

TRABAJO DE FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**PREDISEÑO DE UNA PLANTA DE
GENERACIÓN DE POTENCIA MEDIANTE
HIBRIDACIÓN SOLAR + BIOMASA**

DIRECTOR: JOSÉ ANTONIO VÉLEZ GODIÑO

AUTOR: MANUEL JESÚS CALVO ACOSTA

Cádiz, enero 2021

AGRADECIMIENTOS

No puedo terminar este trabajo sin agradecer a todas aquellas personas que, de una forma u otra, han contribuido a que haya llegado donde estoy.

Gracias en primer lugar a mi familia, y en particular a mis padres, porque todo lo que soy ha sido gracias a ellos.

A Jose, mi director de TFG, por haberme propuesto tan interesante tema para la finalización de mis estudios de grado y por las horas dedicadas a la revisión de este trabajo, este proyecto no habría visto la luz sin él.

A todos mis amigos de la ESI, y en especial a Claudia, Pablo y Patri, por todo el tiempo que hemos compartido dentro y fuera de la escuela.

Y por supuesto a ti, Ana, porque tú mejor que nadie sabes que no todo han sido momentos buenos, y siempre estuviste ahí.

Gracias.

Contenido

1. Introducción	1
1.1 Contexto Energético Actual	1
1.2 Objetivo.....	2
1.3 Alcance	2
1.4 Metodología.....	3
2. La Biomasa como Recurso Energético	5
2.1 Introducción	5
2.2 Tecnologías de Aprovechamiento de la Biomasa	8
2.2.1 Pirólisis, Gasificación y Carbonización	8
2.2.2 Combustión.....	10
2.2.3 Fermentación Alcohólica	12
2.2.4 Fermentación Metánica	13
2.2.5 Transesterificación	14
2.2.6 Selección de la Tecnología Biomásica.....	15
2.3 Esquema de Planta de Producción de Potencia	16
2.3.1 Ciclo de Potencia	16
2.3.2 Condensador.....	20
2.3.3 Bombas de Condensado	21
2.3.4 Precalentadores de Superficie	22
2.3.5 Desgasificador.....	23
2.3.6 Bombas de Alimentación.....	24
2.3.7 Turbina de Vapor.....	24
2.3.8 Caldera de Biomasa	25
3. El Sol como Fuente de Energía.....	39
3.1 Introducción	39
3.2 Tecnologías de Captación Solar de Alta Temperatura	43
3.2.1 Receptor Central	43
3.2.2 Disco Solar Parabólico	48
3.2.3 Concentradores Fresnel.....	49
3.2.4 Concentradores Cilíndricos Parabólicos	52
3.2.5 Selección de la Tecnología Termosolar.....	54
3.3 Sistemas de Almacenamiento Térmico.....	55
4. Emplazamiento de la Planta.....	59
4.1 Introducción	59
4.2 Tipo de Biomasa Empleada	62
4.3 Ubicación de la Planta	63
4.3.1 Cádiz	64
4.3.2 Sevilla	65

4.3.3 Almería	65
4.3.4 Elección Final	71
5. Caracterización de la Biomasa Empleada	75
5.1 Selección del Combustible	75
5.2 Pretratamiento de la Biomasa	76
5.2.1 Secado	77
5.2.2 Troceado	78
5.2.3 Astillado	78
5.2.4 Molienda	79
5.2.5 Cribado	80
5.2.6 Empacado	80
5.2.7 Briquetado y Peletizado	81
5.2.8 Elección del Pretratamiento y de la Caldera	83
5.3 Cálculo de Parámetros de Combustión	84
5.3.1 Poder Calorífico	84
5.3.2 Fórmula Química	85
5.3.3 Humedad	86
5.3.4 Humedad del Aire	87
5.4 Reacción de Combustión	87
6. Evaluación del Recurso Solar	91
6.1 Campo Solar	91
6.1.1 Orientación de los Captadores Solares	91
6.1.2 Punto de Diseño	92
6.1.3 Ángulo de Incidencia	92
6.1.4 Fluido de Trabajo	94
6.1.5 Modelo de Captador Cilíndrico Parabólico	94
6.1.6 Número de Captadores por Lazo	98
6.2 Día Solar Medio	102
7. Esquemas de Planta Híbridos Solar – Biomasa	105
7.1 Introducción	105
7.2 Consideraciones e Hipótesis	106
7.3 Esquema 1	108
7.3.1 Estimación de la Potencia	109
7.3.2 Ciclo de Potencia	116
7.3.3 Caldera de Biomasa	120
7.3.4 Actualización de la Potencia Real	123
7.3.5 Simulación de la Planta	132
7.4 Esquema 2	138
7.4.1 Estimación de la Potencia	140
7.4.2 Ciclo de Potencia	140
7.4.3 Caldera de Biomasa	144
7.4.4 Actualización de la Potencia Real	150

7.4.5 Simulación de la Planta.....	155
8. Análisis Económico	157
8.1 Cálculo del Presupuesto	157
8.2 Flujos de Caja	160
8.3 Análisis de Rentabilidad	162
9. Conclusiones	165
ANEXOS	167
Anexo I: Cálculo del nº de captadores por lazo para el VP-1 como <i>HTF</i>	167
Anexo II: Estimación de la Potencia (Esquema 1)	169
Anexo III: Ciclo de Potencia (Esquema 1).....	172
Anexo IV: Caldera de Biomasa (Esquema 1)	178
Anexo V: Actualización de la Potencia Real (Esquema 1)	181
Anexo VI: Ciclo de Potencia Inicial con Precalentador de Alta Presión (Esquema 2)	187
Anexo VII: Ciclo de Potencia Definitivo sin Precalentador de Alta Presión (Esquema 2)	191
Anexo VIII: Caldera de Biomasa (Esquema 2)	195
Anexo IX: Actualización de la Potencia Real (Esquema 2)	199
Anexo X: Ciclo de Potencia y Caldera Combinados (Esquema 2)	204
Bibliografía	213

Lista de Figuras

Figura 1.1. Evolución del consumo mundial de electricidad por sectores para el año 2019 [2]	1
Figura 1.2. Evolución de la energía importada (%) por España para el periodo 2008-2017 [3]	2
Figura 2.1. Esquema de un gasificador updraft [9]	9
Figura 2.2. Esquema y diagrama T-s del ciclo básico de Rankine [12]	17
Figura 2.3. Efecto del aumento de presión en un ciclo de Rankine ideal [12]	18
Figura 2.4. Esquema y diagrama T-s de un ciclo de Rankine ideal con una etapa de recalentamiento [12]	18
Figura 2.5. Esquema y diagrama T-s de un ciclo de Rankine ideal con regeneración del agua de alimentación [12]	19
Figura 2.6. Condensador	21
Figura 2.7. Bomba	21
Figura 2.8. Perfil de temperatura para un precalentador cerrado [18]	23
Figura 2.9. Precalentador cerrado	23
Figura 2.10. Desgasificador	24
Figura 2.11. Turbina de vapor con una extracción	25
Figura 2.12. Esquema de la planta de Sangüesa (Navarra) [19]	27
Figura 2.13. Tipos de lechos fluidos según la velocidad de fluidización [10]	28
Figura 2.14. Esquema de una caldera de lecho fluido burbujeante [20]	30
Figura 2.15. Diagrama calor transferido – temperatura de una caldera de recuperación de calor [23]	34
Figura 2.16. Hogar	35
Figura 2.17. Recuperador de calor	36
Figura 3.1. Razón de concentración geométrica de un CCP [25]	40
Figura 3.2. Plano de la Eclíptica [27]	41
Figura 3.3. Sistema de coordenadas horizontales (altura-acimut) [26]	42
Figura 3.4. Coordenadas horizontales (altura-acimut) y horarias (declinación-ángulo horario) [17]	43
Figura 3.5. Esquema de una planta de receptor central con sistema de almacenamiento térmico [29]	44
Figura 3.6. Imagen de la planta PS 10 situada en Sanlúcar la Mayor (Sevilla) [30]	45
Figura 3.7. Imagen de la planta Gemasolar situada en Fuentes de Andalucía (Sevilla) [31]	45
Figura 3.8. Esquema de un receptor de partículas de caída libre con sistema de almacenamiento térmico [34]	47
Figura 3.9. Imagen de un disco parabólico con motor Stirling de la Plataforma Solar de Almería [29]	48
Figura 3.10. Esquemas de reflectores Fresnel [36]	50
Figura 3.11. Receptor de cavidad trapezoidal con ocho tubos [35]	51
Figura 3.12. Diseño de un LFR con un tubo evacuado en el reflector secundario CPC [35]	51
Figura 3.13. Esquema de un CCP [38]	52
Figura 3.14. Imagen de un CCP [29]	53
Figura 3.15. Tanque termoclina con la evolución de su perfil de temperatura [40]	57
Figura 4.1. Mapa de España de zonas de exclusión para una pendiente del 2 % [44]	60
Figura 4.2. Ratio energético solar en España [43]	61
Figura 4.3. Ratio energético de la biomasa forestal en España [43]	61
Figura 4.4. Ratio energético híbrido (solar + biomasa) en España [43]	62
Figura 4.5. Densidad energética superficial de los residuos agrícolas en Andalucía [48]	64
Figura 4.6. Zona potencial de residuos agrícolas en Cádiz [51]	65
Figura 4.7. Peso energético por tipo de cultivo en la zona potencial de Cádiz	72
Figura 4.8. Peso energético por tipo de cultivo en la zona potencial oeste de Sevilla	72
Figura 4.9. Peso energético por tipo de cultivo en la zona potencial este de Sevilla	73
Figura 4.10. Peso energético por tipo de cultivo en la zona potencial de Almería	73
Figura 5.1. Porcentaje en peso de la producción anual de los residuos seleccionados como combustible	75
Figura 5.2. Esquema de procesos de pretratamiento de la biomasa	77
Figura 5.3. Cortadora de leños [11]	78

Figura 5.4. Astilladora semimóvil con motor diesel [53].....	79
Figura 5.5. Cámara de molienda de un molino de cuchillas [52].....	80
Figura 5.6. Empacadora de paja [54]	81
Figura 5.7. Diagrama de bloques del proceso de peletizado de la biomasa [52]	82
Figura 5.8. Esquema de una briquetadora de tornillo o por extrusión [52]	82
Figura 5.9. Esquema de una prensa peletizadora de matriz plana [11]	83
Figura 5.10. Cálculo de la humedad en base seca del combustible	86
Figura 6.1. Ángulo de incidencia de un CCP [24].....	93
Figura 6.2. Modelo de captador Eurotrough [61].....	95
Figura 6.3. Propiedades ópticas de las superficies implicadas en la irradiación solar sobre un CCP [24]	96
Figura 6.4. Representación de las tres configuraciones básicas para el campo solar (cada lazo está formado por 4 colectores) [62]	102
Figura 6.5. Distribución horaria de la potencia térmica por lazo durante el Día Solar Medio	104
Figura 7.1. Esquema de planta con la caldera integrada en el circuito del HTF en paralelo al campo solar [63]	105
Figura 7.2. Esquemas de planta con la caldera integrada en el circuito agua-vapor en paralelo (izquierda) y en serie (derecha) al tren de generación de vapor [17]	105
Figura 7.3. Esquema del ciclo de potencia propuesto para la planta con la caldera de biomasa en paralelo al campo solar	116
Figura 7.4. Variación del rendimiento térmico y del título de vapor a la salida de la turbina en función de la presión en el esquema de planta 1	119
Figura 7.5. Diagrama T-s del Ciclo de Potencia del Esquema 1.....	119
Figura 7.6. Esquema de caldera propuesto para la planta con la caldera de biomasa en paralelo al campo solar	121
Figura 7.7. Variación de la potencia de bombeo del HTF con el caudal de la caldera	128
Figura 7.8. Diagrama calor transferido-temperatura del tren de generación de vapor solar (esquema 1).....	129
Figura 7.9. Diagrama calor transferido-temperatura del precalentador de alta presión (esquema 1)	130
Figura 7.10. Diagrama calor transferido-temperatura del precalentador de baja presión (esquema 1).....	130
Figura 7.11 Diagrama calor transferido-temperatura de la caldera de biomasa en condiciones nominales (esquema 1)	131
Figura 7.12. Simulación de la planta durante el 12 de enero del Año Solar Tipo	133
Figura 7.13. Simulación de la planta durante el 12 de abril del Año Solar Tipo	135
Figura 7.14. Simulación de la planta durante el 12 de julio del Año Solar Tipo	136
Figura 7.15. Simulación de la planta durante el 12 de octubre del Año Solar Tipo	137
Figura 7.16. Esquema de planta con la caldera de biomasa integrada en el circuito agua-vapor en paralelo y en serie al tren de generación de vapor solar	139
Figura 7.17. Variación del rendimiento térmico y del título de vapor a la salida de la turbina en función de la presión en el esquema de planta 2	141
Figura 7.18 Esquema de planta definitivo con la caldera de biomasa integrada en el circuito agua-vapor en paralelo y en serie al tren de generación de vapor solar	143
Figura 7.19. Diagrama T-s del Ciclo de Potencia del Esquema 2.....	144
Figura 7.20. Diagrama Q-T provisional de la caldera de biomasa a potencia nominal $k = 1$ habiéndose fijado $\Delta T_{recup} = 25$ °C (esquema 2).....	147
Figura 7.21. Diagrama Q-T provisional de la caldera de biomasa a potencia nominal $k = 1$ habiéndose fijado $T_{36} = 115$ °C (esquema 2)	148
Figura 7.22. Diagrama Q-T provisional de la caldera de biomasa a potencia mínima $k = 0,1363$ habiéndose fijado $T_{36} = 115$ °C (esquema 2).....	148
Figura 7.23. Diagrama calor transferido-temperatura del tren de generación de vapor solar (esquema 2).....	152
Figura 7.24. Diagrama calor transferido-temperatura del precalentador de baja presión (esquema 2).....	153
Figura 7.25. Diagrama calor transferido-temperatura de la caldera de biomasa a potencia nominal (esquema 2)	154
Figura 7.26. Diagrama calor transferido-temperatura de la caldera de biomasa a carga mínima (esquema 2).....	154

<i>Figura 8.1. Flujos de caja para el esquema 1</i>	<i>161</i>
<i>Figura 8.2. Flujos de caja para el esquema 2</i>	<i>161</i>
<i>Figura 8.3. Flujos de caja actualizados para el esquema 1</i>	<i>162</i>
<i>Figura 8.4. Flujos de caja actualizados para el esquema 2</i>	<i>162</i>
<i>Figura 8.5. Gráficos del LCOE para distintas energías renovables [72].....</i>	<i>164</i>

Lista de Tablas

Tabla 3.1. Características de las sales de nitrato empleadas en aplicaciones solares [17].....	57
Tabla 4.1. Poder calorífico y humedad de diversos residuos agrícolas [47].....	65
Tabla 4.2. Distribución de los residuos agrícolas en la zona potencial de Cádiz [49]	66
Tabla 4.3. Distribución de los residuos agrícolas en la zona potencial oeste de Sevilla [49].....	67
Tabla 4.4. Distribución de los residuos agrícolas en la zona potencial este de Sevilla [49].....	70
Tabla 4.5. Distribución de los residuos agrícolas en la zona potencial de Almería [49].....	71
Tabla 5.1. Análisis elemental en base seca de los residuos usados como combustible [52], [55], [56]	85
Tabla 6.1. Características del captador Eurotrough-100 con tubos receptores PTR-70 de Schott [60]	94
Tabla 6.2. Propiedades ópticas del captador Eurotrough-100 con tubos receptores PTR-70 de Schott[60].....	97
Tabla 6.3. Valores de la potencia por lazo para cada hora del Día Solar Medio.....	103
Tabla 7.1. Parámetros característicos de los ciclos de Rankine en función de la potencia [17]	109
Tabla 7.2. Valores resultantes para el esquema de planta 1 del consumo de combustible y de los flujos de calor solar y de combustión para cada hora del Día Solar Medio	115
Tabla 7.3. Principales valores resultantes para el esquema de planta 1	115
Tabla 7.4. Tabla paramétrica del ciclo de potencia correspondiente al esquema de planta 1 usando como parámetro la presión de entrada a la turbina de alta presión.....	118
Tabla 7.5. Valores de presión, temperatura y título del esquema 1.....	120
Tabla 7.6. Valores de temperatura en la caldera de biomasa del esquema 1	123
Tabla 7.7. Comparativa entre los valores inicialmente estimados y los definitivos del esquema 1.....	127
Tabla 7.8. Comparativa entre los principales valores inicialmente estimados y los definitivos del esquema 1	127
Tabla 7.9. Principales valores del ciclo de potencia (esquema 1).....	128
Tabla 7.10. Valores de la caldera de biomasa en condiciones nominales (esquema 1).....	129
Tabla 7.11. Flujos de calor intercambiados en el tren de generación de vapor solar (esquema 1)	129
Tabla 7.12. Flujos de calor intercambiados en los precalentadores de alta y baja presión (esquema 1)	131
Tabla 7.13. Flujos de calor intercambiados en la caldera de biomasa en condiciones nominales (esquema 1)	132
Tabla 7.14. Valores de la potencia por lazo para cada hora del 12 de enero	133
Tabla 7.15. Valores de la potencia por lazo para cada hora del 12 de abril	134
Tabla 7.16. Valores de la potencia por lazo para cada hora del 12 de julio.....	135
Tabla 7.17. Valores de la potencia por lazo para cada hora del 12 de octubre	136
Tabla 7.18. Comparación de los valores anuales de energía disponible y consumida según los cuatro días tipos (esquema 1).....	138
Tabla 7.19. Valores de presión, temperatura y título del esquema 2.....	142
Tabla 7.20. Tabla paramétrica provisional de la caldera de biomasa correspondiente al esquema de planta 2 usando como parámetro el flujo másico de combustible.....	149
Tabla 7.21. Valores de temperatura en la caldera de biomasa a carga mínima $k = 0$, 1363 del esquema 2.....	150
Tabla 7.22. Valores de temperatura en la caldera de biomasa a carga máxima $k = 1$ del esquema 2	150
Tabla 7.23. Principales valores del esquema de planta 2	151
Tabla 7.24. Principales valores del ciclo de potencia (esquema 2).....	152
Tabla 7.25. Valores de la caldera de biomasa en condiciones nominales (esquema 2).....	152
Tabla 7.26. Valores de la caldera de biomasa en condiciones de carga mínima (esquema 2).....	152
Tabla 7.27. Flujos de calor intercambiados en el tren de generación de vapor solar a plena carga (esquema 2)	153
Tabla 7.28. Flujos de calor intercambiados en el precalentador de baja presión (esquema 2).....	153
Tabla 7.29. Flujos de calor intercambiados en la caldera de biomasa a carga nominal (esquema 2).....	155
Tabla 7.30. Flujos de calor intercambiados en la caldera de biomasa a carga mínima (esquema 2).....	155
Tabla 8.1. Costes asociados a la disciplina de ingeniería civil.....	158
Tabla 8.2. Costes asociados a la disciplina de mecánica	159
Tabla 8.3. Costes asociados a las disciplina de electricidad.....	159

<i>Tabla 8.4. Costes asociados a las disciplina de instrumentación y control</i>	<i>160</i>
<i>Tabla 8.5. Inversión inicial para los esquemas 1 y 2.....</i>	<i>160</i>
<i>Tabla 8.6. Hipótesis para el análisis de rentabilidad [39], [54]</i>	<i>160</i>
<i>Tabla 8.7 Criterios de rentabilidad para los dos esquemas de planta considerados</i>	<i>164</i>

1. Introducción

1.1 Contexto Energético Actual

Desde hace años el **cambio climático** es una realidad manifiesta de la que es imposible negar su existencia. El ejemplo más claro es el progresivo aumento de la temperatura en la Tierra, cuyos efectos más visibles son la elevación del nivel del mar como consecuencia del derretimiento de los polos, y un aumento de la desertificación. Las consecuencias son dramáticas: inundaciones de zonas costeras y grave impacto en la agricultura y la ganadería por la pérdida de tierra fértil [1].

Esta mayor temperatura media en la Tierra es debida al incremento del **efecto invernadero** provocado por la cada vez mayor concentración en la atmósfera de ciertos gases, principalmente CO₂ y CH₄, como resultado del modelo energético actual. Dicho modelo se basa principalmente en el uso de combustibles fósiles (petróleo, carbón y gas natural), responsables de las emisiones gaseosas de efecto invernadero y de otras igualmente perjudiciales como son el SO₂ y los NO_x, causantes del fenómeno conocido como **lluvia ácida**, que agrava aún más el problema de la desertificación. Si además se tiene en cuenta que el consumo de energía mundial aumenta cada año (**Figura 1.1**) y que los combustibles fósiles son limitados, se advierte enseguida que el modelo energético actual es insostenible.

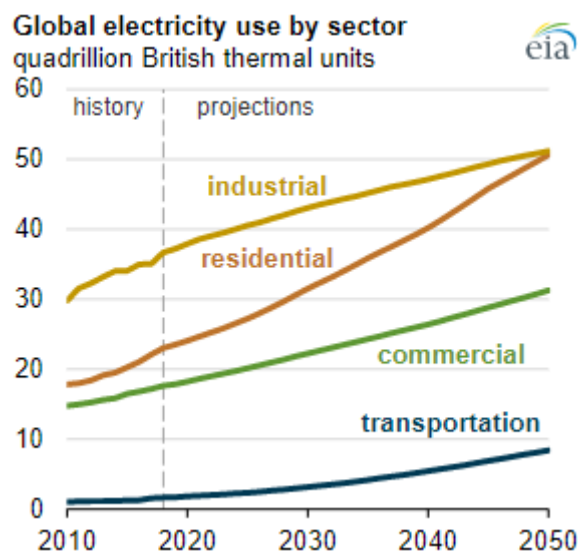


Figura 1.1. Evolución del consumo mundial de electricidad por sectores para el año 2019 [2]

Ante esta problemática existen las conocidas como **fuentes de energía renovables**, que además de ser prácticamente inagotables, contaminan muchísimo menos. Ejemplos de este tipo de energías son la hidráulica, la solar térmica o la correspondiente a la biomasa. Su uso no solo reporta incalculables beneficios desde el punto de vista ambiental, sino que en el caso de España, también económicos y estratégicos. Dado que España es un país con una elevada dependencia energética del exterior (**Figura 1.2**), si se aprovecha su gran potencial en energías renovables, se conseguiría reducir el déficit energético que sufre, e incluso en un futuro llegar a ser autosuficiente.



Figura 1.2. Evolución de la energía importada (%) por España para el periodo 2008-2017 [3]

Un tipo de energía renovable especialmente importante en España es la energía termosolar, tecnología en la que España juega un papel destacado con decenas de plantas y con un centro de investigación que es referencia mundial: la **Plataforma Solar de Almería (PSA)**, perteneciente al **Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas (CIEMAT)**. Gracias al elevado número de horas de Sol y a la relativamente alta irradiancia que disfruta España, se trata de un país con un potencial importante para el aprovechamiento de este tipo de energía, razón que justifica la posición de liderazgo de España en esta tecnología.

No obstante, no todo son ventajas. Este tipo de plantas, además de requerir una inversión muy superior a cualquier central termoeléctrica convencional, depende de las condiciones solares, por lo que para asegurar un suministro eléctrico estable es necesario que existan otras fuentes de energía adicionales. Una posible solución es recurrir a la hibridación de la tecnología termosolar con otra fuente de energía, como puede ser la biomasa, de manera que se complementen entre sí.

Además, aunque en España no está extendido el uso energético de la biomasa, es uno de los países con mayor potencial de Europa, por lo que este tipo de plantas híbridas supone un paso más en el aprovechamiento de este recurso [4].

1.2 Objetivo

Este Trabajo de Fin de Grado tiene por objetivo el diseño preliminar de una planta termoeléctrica híbrida solar – biomasa, así como el estudio de su viabilidad económica, con el fin de contribuir en la tan necesaria transición energética.

1.3 Alcance

Dado el carácter preliminar de este estudio, únicamente se abordará desde el punto de vista mecánico y de procesos, reservándose cualquier planteamiento del resto de disciplinas involucradas (civil,

eléctrica...) para un análisis más detallado. Solamente se tendrán en cuenta estas otras disciplinas para la elaboración del presupuesto preliminar, necesario para estudiar su viabilidad económica. Concretamente, este trabajo incluye los siguientes aspectos:

- Exposición del estado del arte para el aprovechamiento energético de la biomasa y la radiación solar con fines térmicos.
- Elección del emplazamiento más adecuado para una planta híbrida solar – biomasa.
- Caracterización de la biomasa a emplear.
- Evaluación del recurso solar.
- Establecimiento de las configuraciones de planta que se analizarán y optimizarán termodinámicamente.
- Estudio de viabilidad económica de los esquemas de planta optimizados.
- Conclusiones finales.

1.4 Metodología

El estudio comenzará con una revisión bibliográfica de las tecnologías disponibles en la actualidad para el aprovechamiento energético de la biomasa y la radiación solar con fines térmicos, con el fin de seleccionar las más adecuadas.

El siguiente paso será identificar las posibles ubicaciones para la planta y elegir la más idónea. Esto se conseguirá mediante una evaluación del potencial energético existente para ambos recursos: solar y biomasa.

A continuación se seleccionará el tipo de biomasa que se empleará en función de la energía disponible real y del pretratamiento necesario para la misma. Una vez elegida podrán establecerse sus propiedades más importantes (humedad, poder calorífico...), necesarias para llevar a cabo cualquier balance energético.

Al igual que la biomasa, al haberse establecido ya el emplazamiento de la planta será posible cuantificar exactamente el recurso solar disponible, por lo que esta será la siguiente tarea a realizar.

Una vez determinados con certeza la energía primaria disponible por ambos tipos de recursos, ya pueden establecerse las configuraciones de planta que se analizarán. Para ello se recurrirá al software **EES**, por sus siglas en inglés, **Engineering Equation Solver**, con el que se creará un modelo matemático para cada esquema planteado. Gracias a ello se podrá optimizar el ciclo de potencia establecido y simular el funcionamiento de la planta.

Finalmente se procederá a realizar un análisis económico de las distintas alternativas para comprobar su viabilidad, así como la identificación de las conclusiones de este estudio.

2. La Biomasa como Recurso Energético

2.1 Introducción

La **biomasa** se puede definir como toda aquella materia orgánica de origen no fósil formada como resultado de un proceso biológico. A partir de la definición se deduce que el concepto de biomasa es muy amplio y abarca todo tipo de sectores, pudiéndose realizar la siguiente clasificación según como se ha generado [5], [6]:

- **Biomasa natural.** Este tipo se reserva a toda aquella biomasa en cuya formación no ha intervenido la acción humana. Está formada básicamente por los residuos vegetales obtenidos de la limpieza y mantenimiento de los bosques.
- **Biomasa no natural.** Es aquella biomasa en la que está la mano del hombre tras su formación. Según el origen concreto de la biomasa se puede realizar la siguiente clasificación [6], [7]:
 - **Residuos agrícolas.** Hacen referencia a aquellos producidos directamente en el campo, pudiendo ser **leñosos** o **herbáceos**. Ejemplos de residuos leñosos son los procedentes de la vid o el olivar, mientras que de los residuos herbáceos son el girasol o el algodón. En el caso de los leñosos es necesario realizar previamente un proceso de astillado y compactación para su aprovechamiento energético.
 - **Residuos industriales.** Son todos aquellos producidos debidos a una actividad industrial. Dentro de este grupo sobresalen por su nivel de producción de biomasa las industrias agroalimentaria y forestal.
 - **Residuos ganaderos.** Son la mezcla resultante de los excrementos y la cama del ganado. Tradicionalmente se han usado como abono en plantaciones agrícolas, pero debido a su elevada generación es necesario encontrar nuevas aplicaciones para su gestión como residuo.
 - **Residuos urbanos.** Este conjunto de residuos está compuesto principalmente por la fracción orgánica de residuos sólidos urbanos y los lodos de depuradoras.
 - **Cultivos energéticos.** Se trata del único tipo de biomasa generada por el hombre que no es un residuo. Los cultivos energéticos son aquellos cuya finalidad exclusiva es la generación de energía. Según su aplicación energética se puede realizar la siguiente división:
 - **Cultivos oleaginosos.** Destinados a la producción de biodiésel. Ejemplos de éstos son el girasol y la colza.
 - **Cultivos alcoholígenos.** Destinados a la producción de etanol o de aditivos antidetonantes para las gasolinas. Ejemplos de éstos son la remolacha o la caña de azúcar.
 - **Cultivos lignocelulósicos.** Destinados a fines térmicos o eléctricos. Ejemplos de especies leñosas son el eucalipto o el chopo, mientras que los principales ejemplos de especies herbáceas son el cardo y el sorgo.

Las principales propiedades de la biomasa a considerar para su utilización como recurso energético son [5], [7]:

- **Humedad.** La humedad hace referencia a la proporción en peso de la biomasa que es agua. Se trata de un parámetro de suma importancia que afecta al resto de propiedades de la biomasa que se nombrarán a continuación, e incluso puede llegar a limitar las tecnologías para su aprovechamiento energético. Existen dos formas de representar la humedad:

- **Humedad en base húmeda (ω_H)**

$$\omega_H = \frac{m_{Agua}}{m_{Total\ biomasa}} = \frac{m_{Agua}}{m_{Biomasa\ seca} + m_{Agua}}$$

- **Humedad en base seca (ω_S)**

$$\omega_S = \frac{m_{Agua}}{m_{Biomasa\ seca}}$$

- **Densidad aparente.** La densidad de un material es la propiedad definida como la relación entre su masa y su volumen. En el caso de la biomasa hay que distinguir el volumen ocupado por la propia materia biomásica del volumen de los huecos que se encuentran en su interior. Debido a esto surge el concepto de **densidad aparente (ρ_a)**, definida como la relación entre la masa de biomasa y el volumen que, a efectos prácticos, ocupa:

$$\rho_a = \frac{m_{Biomasa}}{V_{Biomasa\ sólida} + V_{Huecos}}$$

Se observa que la densidad aparente, tal como ha sido definida, no posee un valor fijo y único para un determinado tipo de biomasa, sino que en función de su grado de compactación será mayor o menor. Cuanto mayor sea la densidad de la biomasa, mayor será su potencial energético, permitiendo el uso de equipos de menor tamaño y favoreciendo su transporte al ocupar un menor volumen una determinada cantidad de biomasa.

- **Poder calorífico.** El poder calorífico de la biomasa es el valor absoluto de su **entalpía de combustión**, es decir, es el calor desprendido por unidad de masa cuando dicha combustión es completa, se realiza de forma estacionaria y la temperatura y presión de los reactivos y productos son las mismas. Los valores de temperatura y presión usados como referencia son **25 °C** y **1 atm**, recibiendo el nombre de **estado de referencia estándar**.

Según el estado físico en el que se encuentre el agua como producto de la combustión se distinguen dos poderes caloríficos: **poder calorífico superior (PCS)** y **poder calorífico inferior (PCI)**. El poder calorífico superior se corresponde con el agua en estado líquido, mientras que el poder calorífico inferior se corresponde con el agua en estado gaseoso, siendo la diferencia entre ellos el calor latente de vaporización del agua producida.

Al mismo tiempo también se debe distinguir entre **poder calorífico en base seca (PC_S)** y **poder calorífico en base húmeda (PC_H)**, según la proporción en peso de agua que posea la biomasa (humedad).

El poder calorífico en base seca, ya sea superior o inferior, siempre será mayor que su análogo en base húmeda debido a que cuanto más agua posea una determinada masa de biomasa, menos masa de la misma reaccionará en la combustión y mayor cantidad de agua habrá que evaporar antes de iniciar la combustión (**secado** o **deshidratación**). Por tanto, si reacciona menos biomasa en la combustión, menos calor se producirá, y si hay que evaporar una mayor cantidad de agua, menor calor disponible para su aprovechamiento.

En general, el poder calorífico inferior en base húmeda (PCI_H) es más adecuado y realista para realizar cálculos energéticos por tener en cuenta tanto la humedad presente en el combustible como la imposibilidad de recuperar el calor latente de evaporación del agua producida.

El cálculo del PCI_H (kJ/kg) de una biomasa de ω_H y PCS_S (kJ/kg) conocidos se realiza mediante la siguiente ecuación:

$$PCI_H = [(1 - \omega_H)PCS_S] - [(1 - \omega_H) \cdot 9 \cdot 2.449 \cdot H] - [\omega_H \cdot 2.449]$$

Donde H representa la proporción en peso de hidrógeno de la biomasa seca y el factor 2.449 es el calor latente medio de evaporación del agua a presión atmosférica (kJ/kg).

Los términos entre corchetes de la ecuación anterior, de izquierda a derecha, representan lo siguiente:

- ✓ Este primer término es el calor bruto generado en la combustión, que además es igual al PCS_H.
- ✓ El segundo término se refiere al calor empleado en evaporar el agua producida por la propia reacción de combustión.
- ✓ El tercer y último término representa el calor empleado en la evaporación del agua que contenía la biomasa (humedad).

Si en vez del PCS_S se tuviera como dato de partida el PCI_S, el PCI_H se podría hallar fácilmente mediante la siguiente ecuación:

$$PCI_H = [(1 - \omega_H) \cdot PCI_S] - [\omega_H \cdot 2.449]$$

- **Análisis elemental.** Es importante conocer los elementos químicos que componen la biomasa y su proporción para poder estimar los productos que se obtendrán tras llevar a cabo cualquier transformación con un fin energético.

Un ejemplo es la proporción de hidrógeno, que si se llevase a cabo una reacción de combustión produciría una mayor cantidad de agua, tal como se ha explicado anteriormente.

- **Análisis proximal.** El análisis proximal tiene como objetivo determinar las fracciones de **cenizas**, **materia volátil** y **carbono fijo** que posee la biomasa seca. En una reacción de combustión la materia volátil es aquella fracción de biomasa que se convierte en gas,

mientras que el carbono fijo se refiere al sólido carbonoso cuya oxidación es más lenta. Por otro lado, las cenizas es la fracción de biomasa restante de composición inorgánica que no actúa en la reacción. Un mayor porcentaje de cenizas implica un menor poder calorífico al reaccionar una menor masa de biomasa.

El conocimiento de estas fracciones es importante también para el diseño de la **caldera** (equipo donde se realiza la combustión) y de su modo de operación. La fracción de cenizas es tomada en cuenta a la hora de dimensionar el **cenicero** (parte de la caldera cuyo objetivo es la recogida de cenizas) y su sistema de limpieza, mientras que una fracción elevada de carbono fijo de la biomasa necesitaría de mayor suministro de aire para completar la combustión, ya que como se ha dicho, la combustión del sólido carbonoso es más lenta que la de la materia volátil. De los conceptos comentados aquí se profundizará más adelante en este capítulo.

2.2 Tecnologías de Aprovechamiento de la Biomasa

Este segundo apartado tiene por objetivo explicar los principales procesos existentes para la valorización energética de la biomasa. De forma general se pueden dividir los procesos en tres grupos: **termoquímicos**, **químicos** y **biológicos**. En realidad todos los procesos son químicos, pero se realiza esta clasificación según la fuente que inicia el proceso. De forma que los termoquímicos inician gracias a la aportación de calor y los biológicos gracias a la acción de microorganismos.

Dentro del grupo de procesos termoquímicos se distinguen cuatro: **pirólisis**, **gasificación**, **carbonización** y **combustión**, mientras que en los biológicos existen dos: la **fermentación alcohólica** y la **fermentación metánica**. Respecto a los químicos solo está compuesto por uno: la **transesterificación**.

2.2.1 Pirólisis, Gasificación y Carbonización

Se denomina **pirólisis** al proceso de calentamiento de la biomasa en una atmósfera libre de oxígeno hasta una temperatura de entre 400 y 1.100 °C que da como resultado **carbón vegetal** y un **gas de síntesis**, *syngas*, por sus siglas en inglés, *synthesis gas*. Según el objetivo principal de la pirólisis sea la obtención del *syngas* o del carbón, se distinguen los procesos de **gasificación** o **carbonización**, respectivamente. Al llevarse a cabo la pirólisis en una atmósfera libre de oxígeno, no existe oxidación alguna de la biomasa, pero dado que a efectos prácticos esto resulta difícil, en la industria este proceso se lleva a cabo en una atmósfera pobre de oxígeno (entre un 25-30 % de la cantidad estequiométrica de aire para su combustión) [5], [8].

Mientras que para la formación del *syngas* comience es necesario alcanzar los 600 °C, la formación de carbón vegetal, también llamado **coque** o **char**, ocurre entre los 380 y los 450 °C. Además, en este mismo rango de temperaturas se liberan también una serie de gases que pueden condensarse y obtener los llamados **aceites piroleñosos**. Estos aceites poseen un poder calorífico de unos 25 MJ/kg y, previa filtración, pueden usarse como combustible en calderas o como carburantes en motores de combustión interna [5], [7].

Respecto al carbón vegetal, su poder calorífico es de entre 25 y 30 MJ/kg y está compuesto por carbones, alquitranes y cenizas, siendo estas un 30 % de la masa total. El uso del carbón vegetal con

un fin energético se reserva casi exclusivamente para calderas y estufas domésticas, así como para cocinar [5].

Por otra parte, el *syngas* posee un poder calorífico de entre 8 y 15 MJ/m³ y está compuesto por CO, CO₂, H₂ y CH₄, así como por pequeñas cantidades de hidrocarburos más pesados y pequeñas partículas. El *syngas*, previa depuración, se usa principalmente como carburante en motores de combustión que llevan acoplado un alternador y también como combustible para turbinas de gas. Para facilitar el proceso de depuración del *syngas* suele elevarse la temperatura desde los 600 °C, que es cuando comienza a formarse, hasta los 900-1.200 °C, temperaturas a las cuales los alquitranes y compuestos aromáticos presentes se descomponen en CH₄ y CO₂ [5].

El equipo (**reactor**) destinado a la obtención del *syngas* recibe el nombre de **gasificador** o **gasógeno**, existiendo tres tipos principales: **de lecho fijo**, **de lecho fluidizado** y **rotatorio**. Además, los reactores de lecho fijo se pueden dividir en dos tipos según el *syngas* se extraiga por su parte superior, a la misma altura que se introduce la biomasa, o bien se introduzca por la parte inferior del desgasificador en: **gasificadores downdraft** y **gasificadores updraft**, siendo estos últimos en los que la extracción del *syngas* ocurre a la misma altura que la introducción de la biomasa en gasificador. Un esquema de gasificador updraft se muestra en la **Figura 2.1** [5], [7].

El proceso de pirólisis se puede clasificar según la forma en la que se aporta el calor necesario para aumentar la temperatura en [5]:

- **Sistemas autotérmicos.** El calor aportado se obtiene del generado por la combustión de una fracción de la biomasa introducida en gasificador. Los humos generados se mezclan con el aire para conseguir una atmósfera reductora, formando el llamado **agente gasificante**.
- **Sistemas alotérmicos.** El calor aportado se obtiene de una fuente externa. En este sistema para conseguir una atmósfera reductora se puede introducir gases como el hidrógeno o el vapor de agua, consiguiendo una composición y características distintas del agente gasificante, y por tanto también del *syngas*.

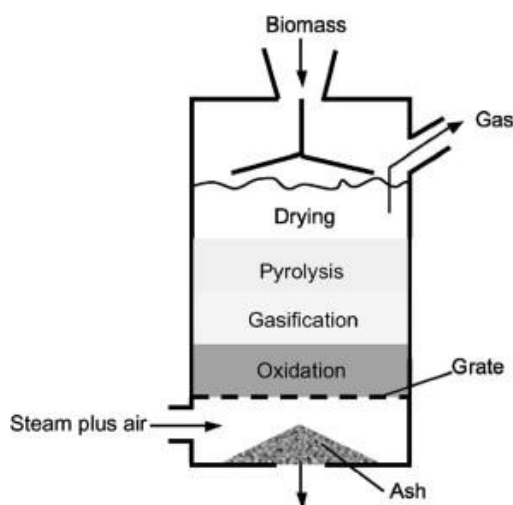


Figura 2.1. Esquema de un gasificador updraft [9]

Igualmente, la pirólisis puede clasificarse según cómo se lleve a cabo la operación en [5]:

- **Pirólisis convencional.** Se caracteriza por una temperatura de operación de entre 400 y 800 °C, una velocidad de calentamiento de 2 °C/s y un tiempo de residencia en el gasificador de entre 5 y 30 min.
- **Pirólisis rápida.** Se alcanzan temperaturas superiores a los 800 °C, velocidades de calentamiento cercanas a los 200 °C/s y el tiempo de residencia puede llegar a ser inferior a los 5 min.

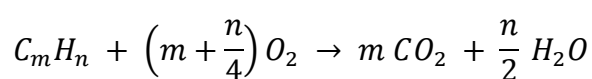
2.2.2 Combustión

Se trata del proceso de valorización energética de la biomasa más desarrollado y extendido. Consiste en una reacción química en la que la biomasa (**combustible**) es oxidada por el oxígeno (**comburente**) existente en el aire suministrado al proceso, obteniéndose una mezcla de gases o humos de combustión y energía en forma de calor. El equipo donde se lleva a cabo la combustión se llama **caldera**, y está formada por una cavidad donde se realiza la propia reacción de combustión denominada **hogar**, y una serie de intercambiadores de calor donde los humos calientan el fluido de trabajo [5], [7].

Para que se inicie el proceso de combustión, además de las cantidades suficientes de biomasa y aire, es necesario que exista un sistema de encendido y que se supere la **temperatura de inflamación**. Igualmente, para que dicha combustión se mantenga es necesario que se alcance la **temperatura de ignición**. El proceso de combustión se lleva a cabo a través de las siguientes etapas [7], [10]:

1. Se elimina la humedad de la biomasa mediante la evaporación del agua que pudiera contener (secado).
2. Alrededor de los 150 °C (temperatura de inflamación) se inicia la combustión, volviéndose sostenida al alcanzar aproximadamente los 250 °C (temperatura de ignición).
3. A partir de los 275 °C la biomasa empieza a desprender una serie de gases (hidrógeno, metano, monóxido de carbono...) conocidos como fracción volátil de la biomasa. Estos gases al poseer menor densidad que el aire, se elevan y queman en la parte superior del hogar, alcanzando los 900 °C y desprendiendo hasta 2/3 de la energía producida en la combustión.
4. El sólido carbonoso, también conocido como fracción no volátil de la biomasa, se mantiene ardiendo hasta quedar las cenizas (fracción inorgánica de la biomasa).

Según la composición del combustible, la temperatura que se alcance en la combustión y la cantidad de aire se obtendrán como productos distintas sustancias y en distinta proporción. La combustión completa de un hidrocarburo con oxígeno puro (**oxicombustión**) en condiciones estequiométricas viene representada por la siguiente reacción química [7]:



Realmente, y tal como se ha comentado anteriormente, la combustión no se realiza con oxígeno puro, sino que el oxígeno que participa en la reacción es el contenido en el aire suministrado al proceso. El

aire es una mezcla de diversos gases entre los que destacan por su proporción en volumen, o en base molar, el nitrógeno (78 %) y el oxígeno (21 %) [5].

Aunque el nitrógeno es considerado un gas inerte que no participa en la combustión, una pequeña fracción del mismo forma óxidos de nitrógeno (NO_x) cuando la temperatura alcanzada en la reacción es elevada. Igualmente hay que tener en cuenta si la reacción de combustión es completa o no, o la propia composición de la biomasa usada como combustible [7]:

- Si la combustión no es completa, también se obtendrán como productos monóxido de carbono (CO) y biomasa inquemada.
- Si entre los componentes de la biomasa está presente el azufre, este reaccionará con el oxígeno formando dióxido de azufre.

La cantidad mínima teórica de aire para realizar la combustión completa de la biomasa es la dada por su **reacción estequiométrica**, aunque en la práctica la combustión no se completa con la cantidad estequiométrica de aire debido a la rapidez a la que se produce la reacción. Resultando una cantidad importante de biomasa sin quemar (**pérdidas por inquemados**) con el coste asociado que eso conlleva. Es por esta razón por la que se opta por suministrar un exceso de aire sobre la cantidad mínima teórica, para reducir al máximo la biomasa inquemada. Aunque hay que tener en cuenta que este exceso de aire suministrado también conlleva un efecto negativo sobre el proceso: a mayor cantidad de aire suministrado, mayor cantidad de energía en forma de calor es necesaria para elevar la temperatura de los humos y mayor será la cantidad de humos liberados al exterior tras su paso por la caldera. Dado que estos humos de combustión son emitidos a la atmósfera a una temperatura considerablemente mayor que la temperatura a su entrada en la caldera, existirán unas pérdidas importantes en forma de energía térmica (**pérdidas de calor sensible de los humos**). Es por esto por lo que es necesario controlar la cantidad de aire suministrada a la combustión, encontrando un equilibrio entre ambos tipos de pérdidas que optimice el proceso [7].

Según la función y la forma de introducción del aire en la caldera se distinguen dos tipos [5], [7]:

- **Aire primario.** Su función es dar comienzo a la combustión y asegurar que el sólido carbonoso es quemado en su totalidad. Se suele suministrar por la parte baja del hogar en sentido ascendente.
- **Aire secundario.** Su función es quemar las sustancias volátiles y las partículas sólidas de biomasa en suspensión, permitiendo una combustión completa, al mismo tiempo que regula la temperatura de los gases de combustión antes de su llegada al sobrecalentador. Es suministrado por la parte superior del hogar.

Un aspecto importante en la operación de una caldera es la comprobación de que el proceso de combustión se realiza de forma satisfactoria, tal como se diseñó. Es por esto que se llevan a cabo las siguientes medidas relativas a los humos a su salida de la caldera [7]:

- **Temperatura.** Una temperatura más elevada de la de diseño implica una mayor pérdida del calor producido en la combustión, reduciendo en consecuencia el **rendimiento de la caldera** (en el último apartado de este capítulo se explicará este concepto). Mientras que una

temperatura demasiado baja puede ocasionar que parte del vapor de agua condense, disolviendo el dióxido de azufre y los óxidos de nitrógeno también presentes en los humos y pudiendo producir corrosión en la propia **chimenea** (conducto de salida de los humos de la caldera).

- **Concentración de oxígeno.** La concentración de oxígeno está relacionada con el exceso de aire en la combustión. Una concentración más alta de la óptima implica que se está suministrando más aire del que se debería, reduciendo la temperatura de los humos y por tanto disminuyendo el rendimiento de la planta. Mientras que una menor concentración de oxígeno puede indicar que la combustión no es completa, pudiendo quedar biomasa inquemada y por consiguiente reduciendo también el rendimiento.
- **Relación CO/CO₂.** La relación CO/CO₂ está relacionado con el grado de compleción de la reacción de combustión. Un valor alto de este cociente indica que la combustión no es completa y que puede existir biomasa inquemada. Como referencia se puede tomar como límite superior un valor de 0,07.
- **Concentración de SO₂ y NO_x.** El control de las emisiones de SO₂ y NO_x es importante para asegurarse que no sobrepasan los límites de la normativa medioambiental impuestos, al mismo tiempo que aportan datos sobre si la biomasa es la adecuada y si su combustión está siendo bien realizada. Un mayor concentración de SO₂ puede indicar que la biomasa está compuesta por una mayor cantidad azufre de la que debiera, mientras que una mayor concentración de NO_x puede señalar que la temperatura en la caldera es demasiado elevada.
- **Concentración de sólidos en suspensión y cenizas.** Una concentración más alta de la esperada puede implicar que el sistema de depuración de gases no funciona correctamente. Igualmente importante es la composición de las cenizas, que puede señalar que se esté usando una biomasa inadecuada como combustible.

2.2.3 Fermentación Alcohólica

La **fermentación alcohólica** es un proceso anaerobio donde determinadas bacterias y levaduras transforman los azúcares presentes en la materia orgánica en etanol y dióxido de carbono. El etanol producido de esta forma renovable se denomina **bioetanol**, y desde un punto de vista energético su principal aplicación es como **biocarburante** mezclado con gasolina con una concentración de entre el 5 y el 10 % [5].

Ejemplos de biomásas adecuadas para poder llevarse a cabo este proceso son la remolacha dulce y la caña de azúcar, aunque también pueden emplearse **materiales lignocelulósicos** y **plantas amiláceas** siempre y cuando reciban un pretratamiento para convertir las moléculas complejas de carbohidratos que componen dichas biomásas en carbohidratos simples (azúcares) [5], [7].

En el caso de los materiales lignocelulósicos como son los residuos de poda o la paja, en primer lugar deberá extraerse la **lignina**, que es uno de sus componentes básicos junto con la **celulosa** y la **hemicelulosa**. Tras esto, la celulosa y la hemicelulosa son sometidas a un proceso de hidrólisis en medio ácido con el que se consiguen los azúcares. La **hidrólisis** consiste en romper las

macromoléculas que componen la celulosa y la hemicelulosa para obtener las moléculas simples de los azúcares [5], [7].

Mientras que en las plantas amiláceas como son el maíz o el trigo, en primer lugar deberá separarse el **almidón** del resto de biomoléculas que componen la biomasa para posteriormente realizarse la hidrólisis sobre él [5].

Una vez obtenidos los azúcares ya puede llevarse a cabo el proceso de fermentación propiamente dicho para obtener el etanol. El etanol resultante de esta reacción se encuentra mezclado con agua, metanol y otras sustancias residuales, por lo que para ser usado es necesario que sea extraído. Para ello se realizan una serie de destilaciones sucesivas que permiten su separación del resto de sustancias con las que se encuentra mezclado. La **destilación** consiste en la separación de los distintos líquidos que forman una mezcla gracias a las diferentes temperaturas de ebullición. Para ello se aumenta la temperatura hasta evaporar tantas sustancias como sean necesarias hasta conseguir extraer la sustancia deseada y condensarla posteriormente [5].

En el caso del etanol la primera destilación llevada a cabo es para separar el etanol del agua, realizándose seguidamente antes de su condensación un proceso de desulfuración por absorción para extraer ciertas cantidades de dióxido de azufre (SO_2) presentes. A continuación, y dado que la mezcla de etanol aun posee entre un 5 y un 10 % de agua, se efectúa una deshidratación mediante un tamizado con zeolitas (minerales capaces de captar las moléculas de agua), obteniéndose un porcentaje de agua final inferior al 0,7 %. Para finalizar se lleva a cabo una destilación fraccionada en la que se extrae primero el metanol, y en segundo lugar el etanol. El motivo de realizar la destilación en dos partes es debido a las similares temperaturas de evaporación que poseen ambos alcoholes [5].

2.2.4 Fermentación Metánica

La **fermentación metánica** o **digestión** es un proceso anaerobio en el que ciertos microorganismos, principalmente bacterias, transforman la materia orgánica en una mezcla de gases llamada **biogás** cuyo principal componente es el metano, de ahí el nombre. Junto a él, como resultado del proceso de digestión, se obtienen unos lodos que reciben el nombre de **digerido**, los cuales están compuestos por todos aquellos elementos difíciles de descomponer por los microorganismos. Se trata de una reacción que se realiza en un medio con gran cantidad de agua, por lo que es ideal para biomásas de elevada humedad (mayor del 75 % de humedad relativa) y gran carga microbiana [5], [7].

El biogás es un combustible con un poder calorífico de entre 4.500 y 6.500 kcal/m³ que puede ser usado para aplicaciones muy diversas: desde su integración en la red de gas natural tras pasar un proceso de depuración (ya que al igual que este su principal componente es el metano), hasta para cogeneración. Por su parte, el digerido puede ser usado como fertilizante [5].

A diferencia de la fermentación alcohólica que requería una biomasa rica en azúcares, la fermentación metánica puede llevarse a cabo a partir de una biomasa de composición y propiedades más variadas. Esto lo convierte en un proceso más versátil siempre y cuando siempre se mantengan ciertas proporciones en la biomasa como son la humedad, su carga microbiana o el balance de nutrientes. A partir de esta idea surge el concepto de **codigestión**, que consiste en la digestión de una

mezcla de biomásas de características diferentes. Esta codigestión, además de permitir el aprovechamiento de biomásas que en principio no son aptas (materiales lignocelulósicos) si se mezclan con otras que sí (residuos ganaderos y urbanos), posibilita la optimización del proceso de digestión mediante la mezcla de biomásas de características complementarias. De forma que se puedan establecer proporciones en las características de la biomasa que maximicen la producción de biogás [5].

El equipo donde se lleva a cabo esta reacción se denomina **digestor**, distinguiéndose dos tipos principales según el sistema de funcionamiento: los **digestores de agitación** y los **biorreactores flujo-pistón** [5].

Ante se ha comentado que como paso previo al aprovechamiento del biogás como combustible es necesario que este sea depurado. La depuración consiste principalmente en la extracción del sulfuro de hidrógeno y del vapor de agua presente. La extracción del sulfuro de hidrógeno es obligada debido a que pueda provocar corrosión en la instalación cuando reacciona con el vapor de agua formando ácido sulfúrico y este condensa. Mientras que el vapor de agua afecta negativamente al poder calorífico del biogás [5].

La eliminación del sulfuro de hidrógeno puede llevarse a cabo mediante un tratamiento físico-químico gracias el uso de un filtro de limaduras de hierro, o bien a través de un proceso químico-biológico consistente en el uso de ciertos microorganismos. En cambio, la extracción del vapor de agua se realiza por condensación [5].

2.2.5 Transesterificación

La reacción química de **triglicéridos** con un alcohol de bajo peso molecular (normalmente **metanol**) para producir **biodiésel** (**Metiléster** si se usa metanol) y **glicerina** se denomina **transesterificación**. Dado que el biodiésel posee unas características muy similares al gasóleo, su uso está reservado como biocarburante en mezclas con gasóleo que van normalmente del 5 al 20 % en volumen [5], [7].

Los triglicéridos pertenecen a la **fracción saponificable** (capacidad para producir jabón) de los **lípidos** presentes en los aceites vegetales, por lo que para maximizar la producción de biodiésel interesa que dicha fracción sea la mayor posible. Es por esto que suele emplearse semillas oleaginosas, porque sus lípidos poseen una fracción saponificable de entre el 98 y el 99 %, siendo las especies más empleadas la colza, el girasol y la soja [5].

El proceso comienza con la obtención del aceite mediante el prensado de las semillas, existiendo dos tecnologías posibles: el **doble prensado en frío** y el **prensado en caliente**. La principal diferencia entre ambos es que en el prensado en caliente las semillas son molidas y calentadas, fluidificando el aceite y por tanto consiguiendo una mayor extracción del mismo. El empleo de un sistema u otro depende de la capacidad de producción de la planta, ya que para plantas pequeñas el incremento del coste debido al aporte de calor puede no verse compensado por el incremento en la cantidad de aceite producido. Junto con el aceite se obtiene la conocida como **torta**, que es el residuo derivado del prensado, la cual puede ser usada como combustible o como materia prima para piensos animales. A menudo la rentabilidad del proceso de obtención del biodiesel depende de la venta de la torta y de la glicerina obtenida como subproducto de la reacción de transesterificación [5].

Una vez obtenido el aceite se lleva a cabo el **refino** o **refinado**, que consiste en una serie de procesos que tienen por objetivo la mejora de la calidad del aceite mediante la eliminación de componentes indeseados. Estas operaciones van desde la extracción de sólidos (**desfangado**), hasta la eliminación de ácidos grasos libres (**neutralización**) o la reducción del contenido en agua (**deshidratación**), entre otras. La proporción de **ácidos grasos libres** presentes representa la **acidez** del aceite, y junto con la cantidad de agua son parámetros muy importantes que condicionan la cantidad de biodiesel capaz de obtenerse, así como la forma más adecuada de llevar cabo la reacción de transesterificación [5].

A continuación se lleva a cabo la propia reacción de transesterificación, la cual puede ser **básica**, **ácida** o **enzimática** [5]:

- **Catálisis básica.** Es la más empleada en la industria, e ideal cuando el aceite posee poco agua y un nivel bajo de acidez ($< 1\%$). La reacción se lleva a cabo con hidróxido de potasio o de sodio a una temperatura de unos $60\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- **Catálisis ácida.** Es adecuada para aceites que poseen una cantidad importante de agua y un nivel de acidez superior al 10% . La reacción se lleva a cabo con ácido sulfúrico o clorhídrico a una temperatura superior a los $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, y es efectiva, pero el tiempo para que se complete la reacción es muy largo. Es por esto por lo que normalmente se recurre a una segunda etapa de transesterificación, en este caso en medio básico.
- **Catálisis enzimática.** Es la más adecuada para aceites con gran cantidad de agua y elevada acidez (en torno al 25%). Se basa en el uso de microorganismos en un medio apolar como el hexano, siendo la temperatura de operación de unos $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Prácticamente no se usa a nivel comercial debido al elevado coste del empleo de los biorreactores.

Para finalizar, se separan por decantación el biodiesel y la glicerina, siendo esta depurada antes de poder comercializarse [5].

2.2.6 Selección de la Tecnología Biomásica

Una vez se han explicado los diferentes procesos de aprovechamiento energético de la biomasa, ya se está en condiciones de elegir el más adecuado para la futura planta híbrida solar-biomasa. El proceso elegido será la combustión. Los motivos para descartar los demás procesos son:

- **Fermentación alcohólica y transesterificación.** Aparte de estar enfocados en la producción de biocarburantes, poseen un margen de rentabilidad muy ajustado debido a la multitud de procesos necesarios para llevarlos a cabo, por lo que el empleo de estos procesos quedan inmediatamente descartados.
- **Fermentación metánica.** Su empleo se reserva para vertederos, estaciones depuradoras de aguas residuales y grandes instalaciones ganaderas, siendo la energía eléctrica generada en un orden de magnitud muy inferior a cualquier central termoeléctrica convencional, por lo que su posible uso se desestima.
- **Carbonización y gasificación.** El carbol vegetal se reserva para fines domésticos, por lo que su empleo para el fin de este trabajo se rechaza al instante. La gasificación podría emplearse con fines eléctricos, pero su estado tecnológico actual lo hace inviable para un uso comercial a gran escala [11].

Además, el objetivo del presente trabajo es una planta de potencia para la producción de electricidad, no el de un combustible que transportar, siendo la combustión el proceso de menor requerimiento tecnológico y más rentable de los existentes para el empleo de la biomasa con fines eléctricos [7].

2.3 Esquema de Planta de Producción de Potencia

2.3.1 Ciclo de Potencia

El ciclo de potencia a desarrollar por la central es el **ciclo de Rankine**, cuyo fluido de trabajo es el agua y su esquema básico y diagrama T-s se muestra en la **Figura 2.2**. Está formado por cuatro procesos básicos:

- **Proceso 1-2s.** Compresión isentrópica en una bomba.
- **Proceso 2s-3.** Absorción de calor isóbara en una caldera.
- **Proceso 3-4s.** Expansión isentrópica en una turbina.
- **Proceso 4s-1.** Cesión de calor isóbara en un condensador.

El parámetro más importante en un ciclo de potencia es el **rendimiento térmico** (η_t), que viene dado por la siguiente expresión:

$$\eta_t = \frac{w_{neto}}{q_{ent}} = \frac{w_{turb} - w_{bomb}}{q_{ent}}$$

Donde:

- ✓ w_{neto} representa el **trabajo específico neto o de eje desarrollado por el ciclo** $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$.
- ✓ q_{ent} representa el **calor específico de entrada aportado al ciclo** $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$.
- ✓ w_{turb} representa el **trabajo específico desarrollado por la turbina** $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$.
- ✓ w_{bomb} representa el **trabajo específico consumido** $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$.

Las líneas discontinuas 1-2 y 3-4 en el diagrama T-s de la **Figura 2.2** representan los **procesos reales (irreversibles)** de compresión en la bomba y expansión en la turbina, respectivamente, para diferenciarlo de los **procesos ideales (reversibles)** 1-2s y 3-4s. Estas irreversibilidades son debidas a fenómenos como la fricción del fluido con las superficies por las que circula y las pérdidas de calor al exterior, las cuales provocan una reducción en el rendimiento del ciclo. Esto es así porque provoca un aumento del consumo de la bomba y se reduce el trabajo desarrollado por la turbina. Para cuantificar estas pérdidas surge el concepto de **rendimiento isentrópico**, el cual según esté referido a una bomba (η_{bomb}) o a una turbina (η_{turb}) se define como [12]:

$$\eta_{bomb} = \frac{w_{bombs}}{w_{bomb}}$$

$$\eta_{turb} = \frac{w_{turb}}{w_{turb_s}}$$

Donde w_{bomba_s} y w_{turb_s} representan el trabajo específico isoentrópico (reversible) de la bomba y turbina $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$, respectivamente.

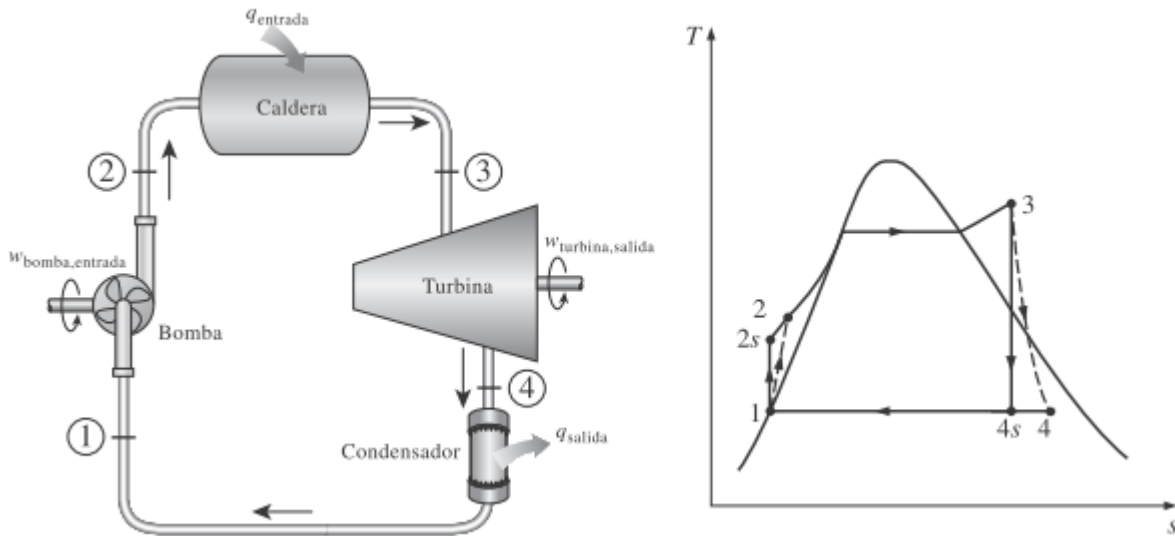


Figura 2.2. Esquema y diagrama T-s del ciclo básico de Rankine [12]

Otra forma de calcular el rendimiento térmico es recordando que en cualquier ciclo termodinámico el calor neto entrante es igual al trabajo neto desarrollado por el mismo:

$$\eta_t = \frac{q_{ent} - q_{sal}}{q_{ent}} = 1 - \frac{q_{sal}}{q_{ent}}$$

Donde q_{sal} representa el calor específico que sale del ciclo $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$.

A partir de esta ecuación se deduce que se puede incrementar el rendimiento térmico mediante la reducción de la temperatura de condensación o el aumento de la temperatura media de absorción de calor por estar íntimamente ligados con los flujos de calor entrante y saliente. Teniendo esto presente, se exponen los siguientes métodos para mejorar el rendimiento térmico de un ciclo de potencia [12]:

- **Aumento de la presión del vapor vivo** (vapor sobrecalentado). Un aumento de la presión lleva asociado un aumento de la temperatura de vaporización, lo que se traduce en un aumento de la temperatura promedio de absorción de calor y por tanto del rendimiento térmico. El problema de este aumento de presión es que provoca una disminución del título de vapor a la salida de la turbina, que tal como se observa en la **Figura 2.3**, provoca que la línea de expansión del vapor se desplace hacia la izquierda en el diagrama T-s.

Con el objetivo de evitar este aumento de la humedad que erosionaría los álabes de la turbina, pero mantener la mejora del rendimiento térmico gracias al aumento de la presión,

surge el concepto de **recalentamiento**. El recalentamiento consiste en una segunda o sucesivas etapas de transferencia de calor al fluido tras realizar este una o varias expansiones parciales en la turbina, de forma que los procesos de expansión y recalentamiento estén intercalados. La temperatura final del recalentamiento normalmente coincide con la temperatura del vapor a la entrada de la primera etapa de expansión, y tal como se observa en la **Figura 2.4**, el hecho de que la presión a la entrada de la segunda etapa de expansión sea menor que en la primera, consigue evitar el problema de la humedad excesiva.

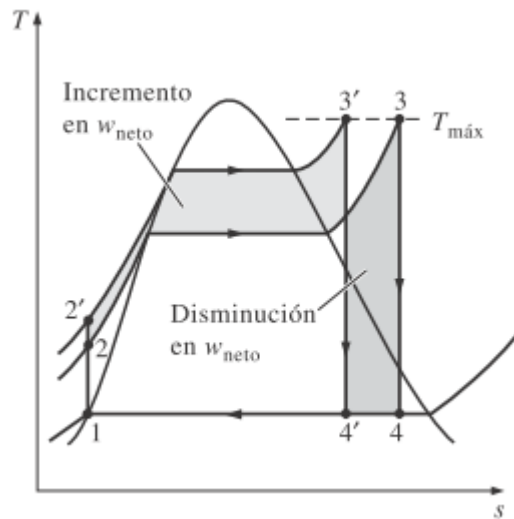


Figura 2.3. Efecto del aumento de presión en un ciclo de Rankine ideal [12]

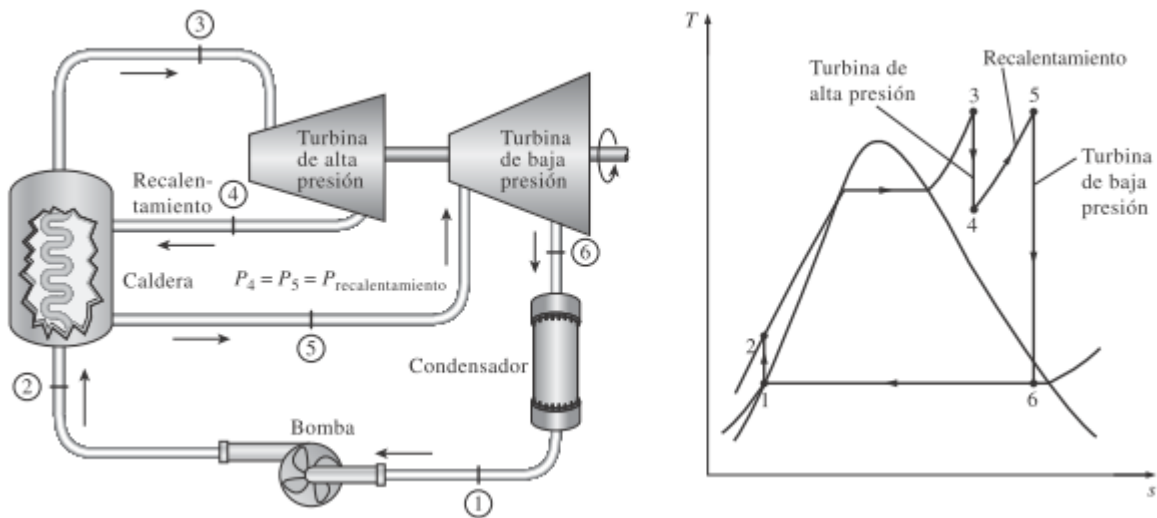


Figura 2.4. Esquema y diagrama T-s de un ciclo de Rankine ideal con una etapa de recalentamiento [12]

- **Aumento de la temperatura del agua a la entrada de la caldera.** El agua que entra en la caldera recibe el nombre de *agua de alimentación*, de manera que un aumento de su temperatura se traduce en una mayor temperatura promedio de absorción de calor y por tanto en un mayor rendimiento térmico. Con este fin surge el concepto de **regeneración del agua**

de alimentación, el cual consiste en el calentamiento del agua desde su salida del condensador mediante el uso de intercambiadores de calor, conocidos como **precalentadores**, en los que el fluido caliente es vapor extraído de ciertos puntos de la turbina. Estos precalentadores pueden ser **abiertos** o **de contacto directo**, o **cerrados** o **de superficie**, según exista mezcla o no de los fluidos caliente y frío. Un esquema y diagrama T-s de un ciclo de potencia regenerativo se muestra en la **Figura 2.5**.

Se observa que el ciclo mostrado en la **Figura 2.5** posee un calentador de agua de alimentación (CAA) cerrado y una cámara de mezclado, funcionando esta como precalentador abierto con la salvedad que no existe extracción de vapor directa, sino que proviene del calentador cerrado.

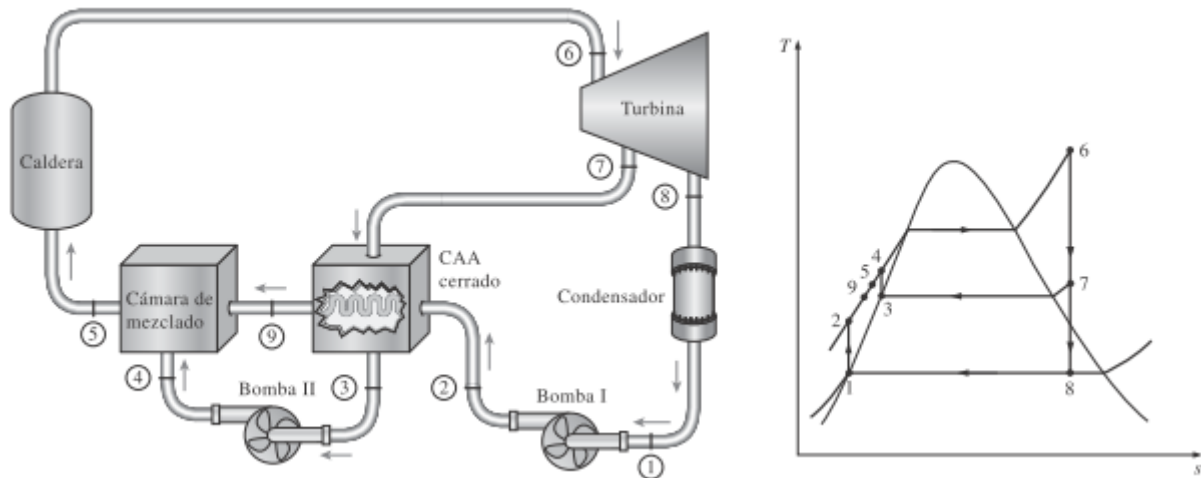


Figura 2.5. Esquema y diagrama T-s de un ciclo de Rankine ideal con regeneración del agua de alimentación [12]

Normalmente las centrales termoeléctricas convencionales poseen varios precalentadores cerrados y un único precalentador abierto denominado **desgasificador**, que tiene por objetivo la extracción de los gases que pudiera llevar disueltos el agua de alimentación. El desgasificador suele situarse en un punto intermedio entre los precalentadores cerrados, pudiéndose dividir estos en **precalentadores de baja y de alta presión** según que el agua de alimentación los atraviese antes o después del desgasificador, respectivamente [13], [14].

La justificación del empleo de la regeneración reside en el hecho de que el menor calor necesario a transferir al agua en la caldera compensa la pérdida de trabajo producido por ser menor el flujo de vapor turbinado debido a la extracción, de forma que el rendimiento térmico mejore. Dicha afirmación se respalda si se realiza un cálculo rápido de la pérdida de trabajo y de la disminución del calor aportado [15], [16]:

$$\dot{W}_{perdida,i} = \dot{m}_{agua} \cdot \alpha_i \cdot (h_i - h_{turb})$$

$$\dot{Q}_{ahorrado,i} = \dot{m}_{agua} \cdot \alpha_i \cdot (h_i - h_{2,i})$$

Donde:

- ✓ $\dot{W}_{perdida,i}$ representa la **potencia mecánica perdida debido a la extracción i** (kW).
- ✓ \dot{m}_{agua} representa el **flujo másico de agua** $\left(\frac{kg}{s}\right)$.
- ✓ α_i representa la **fracción de agua extraída** (en tanto por uno).
- ✓ h_i representa la **entalpía específica del vapor extraído** $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$.
- ✓ h_{turb} representa la **entalpía específica del vapor húmedo a la salida de la turbina** $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$.
- ✓ $\dot{Q}_{ahorrado,i}$ representa el **flujo de calor ahorrado debido a la extracción i** (kW).
- ✓ $h_{2,i}$ representa la **entalpía específica del agua extraída tras el calentamiento del agua de alimentación** $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$.

Dado que h_{turb} está referida a vapor húmedo y $h_{2,i}$ se refiere a agua líquida, $h_{2,i} \ll h_{turb}$, y por tanto $\dot{Q}_{ahorrado,i} \gg \dot{W}_{perdida,i}$. Se concluye que el uso de la regeneración siempre mejora el rendimiento térmico de un ciclo de potencia.

Una vez explicados los aspectos más importantes del ciclo de Rankine y sus posibles variaciones respecto al esquema básico, se procede a explicar en mayor detalle los equipos involucrados en el mismo para una planta termoeléctrica. Todos los equipos serán analizados en estado estacionario y sin variación en la energía cinética y potencial gravitatoria.

2.3.2 Condensador

Se trata de un intercambiador de calor cuya finalidad es convertir el vapor húmedo a la salida de la turbina en líquido saturado mediante su cesión de energía térmica a un fluido refrigerante. La razón de esto estriba en que es necesario aumentar la presión del agua antes de su entrada en la caldera, y este aumento de presión resulta mucho más simple y económico cuando se encuentra en estado líquido en vez de gaseoso [13].

Usualmente, el vapor a la salida de la turbina se encuentra a una presión menor que la atmosférica. Los motivos de ello son [13]:

- Cuanto menor sea la presión del vapor a la salida de la turbina, mayor será el trabajo útil realizado por la misma, ya que aprovecha una mayor cantidad de la energía que posee el flujo de vapor.
- Cuanto menor sea la presión del vapor a su llegada al condensador, menor será su temperatura de saturación correspondiente, y por tanto menor será la energía que debe ceder al fluido refrigerante para poder alcanzar el estado de líquido saturado.

- Existen una serie de gases incapaces de ser condensados que llegan al condensador mezclados con el vapor, trabajar a una presión menor a la atmosférica permite su eliminación, ya que estos son dañinos para el resto de equipos.

El balance de energía en el condensador mostrado en la **Figura 2.6** viene dado por:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) + \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_2)$$

Donde \dot{Q}_{cond} representa la **potencia térmica transferida al fluido refrigerante**, y \dot{m} y h representan el **flujo másico** y la **entalpía específica del estado al que están referidas**, respectivamente.

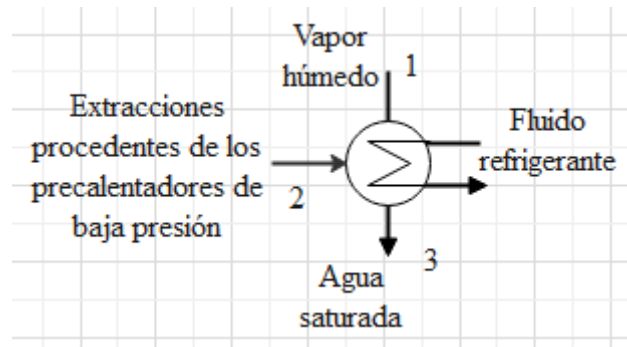


Figura 2.6. Condensador

2.3.3 Bombas de Condensado

Estas bombas se encuentran a la salida del condensador, su función es elevar la presión del agua saturada lo suficiente como para que alcance el desgaseificador. El balance de energía en la bomba mostrada en la **Figura 2.7** viene dado por [12], [13]:

$$\dot{W}_{bomb} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1)$$

O también por la siguiente expresión si se considera al agua como fluido incompresible:

$$\dot{W}_{bomb} = \frac{\dot{W}_{bombs}}{\eta_{bomb}} = \frac{\dot{m} \cdot v \cdot (p_2 - p_1)}{\eta_{bomb}}$$

Donde \dot{W}_{bomb} y \dot{W}_{bombs} representan la **potencia real e isoentrópica consumida por la bomba**, respectivamente, v representa el **volumen específico** (constante al considerarse el agua incompresible), y p representa la **presión del estado al que está referida**.

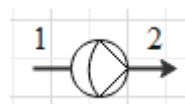


Figura 2.7. Bomba

2.3.4 Precalentadores de Superficie

Los precalentadores de superficie, también conocidos como de alta o baja presión según su posición respecto al desgasificador, son los intercambiadores de calor usados para la regeneración del agua de alimentación. Por tanto, su función es calentar el agua desde su salida del condensador hasta su entrada en la caldera mediante una serie de extracciones de vapor cuidadosamente seleccionadas de la turbina. En este tipo de precalentadores se distinguen distintas zonas de intercambio de calor según el estado físico de la extracción, estas son (**Figura 2.8**) [17], [18]:

- **Zona de desrecalentamiento.** Si la extracción se encuentra en estado de vapor sobrecalentado, aquí se realiza la transferencia de energía térmica hasta que alcanza su temperatura de saturación. Es la primera parte del intercambiador de calor que se encuentra la extracción y la última por la que pasa el agua de alimentación.
- **Zona de condensación.** En esta zona del intercambiador la extracción pasa del estado de vapor saturado hasta el de líquido saturado.
- **Zona de subenfriamiento.** Para maximizar el aprovechamiento térmico de la extracción por parte del agua de alimentación, los precalentadores suelen poseer una zona en la que el agua extraída es enfriada hasta una temperatura inferior a la de saturación. Es la última parte del intercambiador de calor que se encuentra la extracción y la primera por la que pasa el agua de alimentación.

La **Figura 2.8** también muestra dos parámetros importantes en el diseño de este tipo de intercambiadores de calor, que son [17], [18]:

- **TTD**, por sus siglas en inglés: *Terminal Temperature Difference*. Se define como la diferencia entre la temperatura de saturación de la extracción y la temperatura de salida del agua de alimentación.
- **DCA**, por sus siglas en inglés: *Drain Cooling Approach*. Se define como la diferencia entre la temperatura de drenaje del precalentador y la temperatura de entrada del agua de alimentación.

Cuanto menor sea el valor de ambos parámetros, mejor será la transferencia de calor de la extracción al agua de alimentación, pero también se requerirá una mayor superficie de intercambio de calor de los precalentadores y más caros resultarán [17], [18].

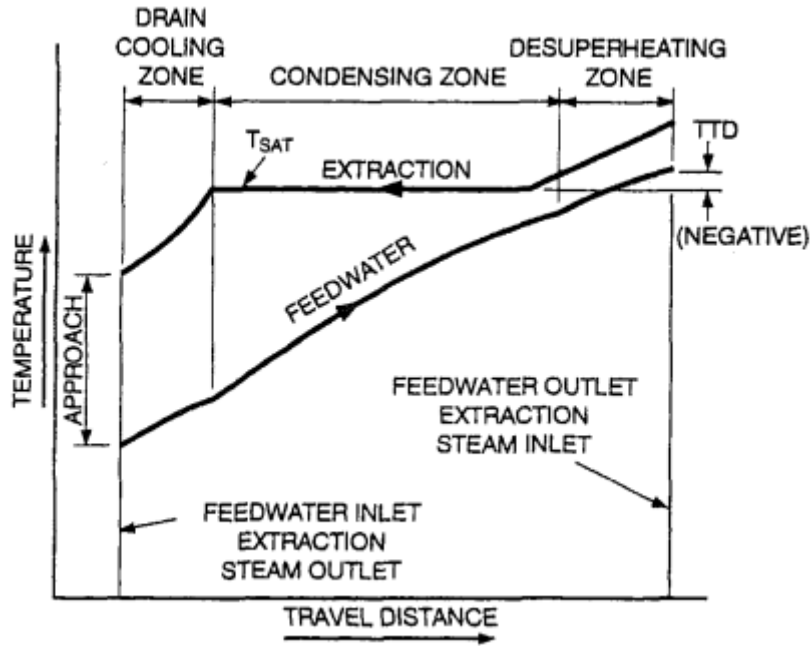


Figura 2.8. Perfil de temperatura para un precalentador cerrado [18]

El balance de energía y el establecimiento de la TTD y la DCA del precalentador mostrado en la **Figura 2.9** son los siguientes:

$$\dot{Q}_{intercambiado} = \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_4)$$

$$TTD = T_{sat_3} - T_2$$

$$DCA = T_4 - T_1$$

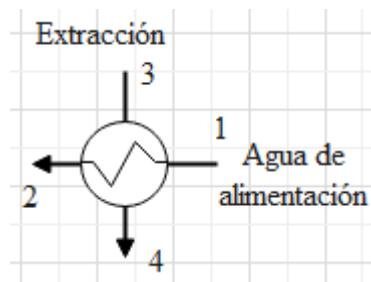


Figura 2.9. Precalentador cerrado

2.3.5 Desgasificador

Este intercambiador de calor abierto, aparte de incrementar la temperatura del agua de alimentación antes de su entrada en la caldera como el resto de precalentadores, cumple dos funciones importantes [13]:

- Eliminar los gases que pudiera llevar disuelto el agua. Esto se consigue gracias a la peor solubilidad de los gases al aumentar la temperatura.
- Actuar como depósito del agua de alimentación.

Al igual que en el condensador, el agua de alimentación suele salir del desgasificador como líquido saturado. El balance de masa y energía en el desgasificador mostrado en la **Figura 2.10** viene dado por:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 = \dot{m}_2 \cdot h_2$$

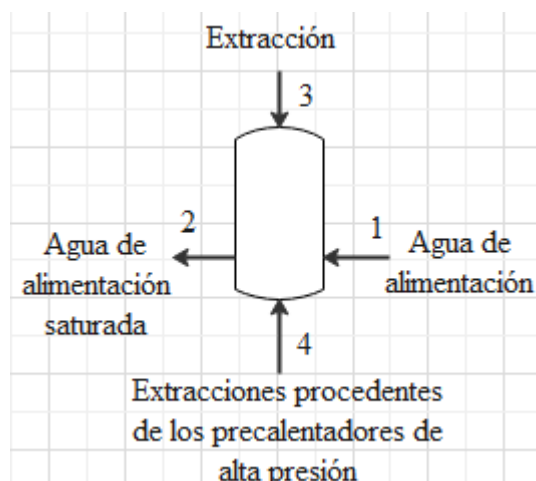


Figura 2.10. Desgasificador

2.3.6 Bombas de Alimentación

Estas bombas se encuentran tras el desgasificador, siendo normalmente el salto de presión efectuado mucho mayor que en las bombas de condensado. Esto es así porque tienen que elevar la presión del agua hasta el valor de entrada a la turbina (valor mínimo, suponiendo que no existan pérdidas de presión entre ambos puntos). El balance de energía es similar al establecido para las bombas de condensado [13].

2.3.7 Turbina de Vapor

Es el equipo al que llega el vapor tras su paso por la caldera, su función es transformar la energía potencial que posee el flujo de vapor en trabajo mecánico. Dicha transformación se realiza cuando el vapor, a medida que atraviesa la turbina, se expande y adquiere velocidad, lo que a su vez consigue que empiecen a girar los alabes y el eje al que están unidos, obteniendo finalmente energía mecánica rotativa [13].

El balance de energía en la turbina mostrada en la **Figura 2.11** viene dado por la siguiente ecuación, en la cual suele ser necesario el empleo del rendimiento isoentrópico [12]:

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_2 - h_3)$$

$$\eta_{turb} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}}$$

Donde \dot{W}_{turb} representa la **potencia mecánica desarrollada por la turbina**.

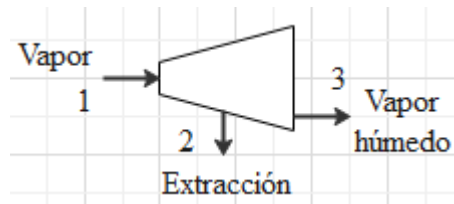


Figura 2.11. Turbina de vapor con una extracción

2.3.8 Caldera de Biomasa

Se denomina **caldera** al equipo destinado al calentamiento o evaporación de un líquido, siendo normalmente agua o aceite. Se trata del componente más importante en una planta termoeléctrica de biomasa. La **caldera de biomasa** es el equipo donde se realiza la combustión de la biomasa y se aprovecha el calor generado para elevar la temperatura del fluido de trabajo. Existen varias formas de clasificar las calderas, siendo las más habituales las siguientes [5], [7]:

➤ Según su diseño constructivo [7]:

- **Pirotubulares.** Los gases de combustión circulan por el interior de los tubos y el agua por la carcasa. Si los humos atraviesan más de una vez los haces tubulares, se tienen calderas de varios pasos. Estas pasadas se realizan a través de las llamadas cámaras de humos. La presión del vapor de agua difícilmente sobrepasará los 25 bares debido a que se necesitarían grosores de pared muy grandes para presiones mayores. Por esta razón no suele usarse este tipo de caldera para producción eléctrica, ya que se necesitan presiones mayores para conseguir buenos rendimientos.
- **Acuotubulares.** El agua circula por el interior de los tubos y los gases de combustión por la carcasa. Superan ampliamente el límite de los 25 bares de las calderas pirotubulares, por lo que se trata de la elección habitual en las centrales termoeléctricas, situándose normalmente el rango de presiones para esta aplicación entre los 60 y los 100 bares.

➤ Según la presión a la que se realiza la combustión [7]:

- **De tiro forzado.** Realizan la combustión a una presión mayor a la atmosférica, estando situado el ventilador que introduce el aire en la caldera a la entrada de la misma.
- **De tiro inducido.** Realizan la combustión a una presión inferior a la atmosférica, estando el ventilador situado a la salida de la caldera aspirando los humos.
- **De tiro equilibrado.** Este tipo de calderas vienen equipadas con ambos ventiladores, trabajando el hogar ligeramente por debajo de la presión atmosférica para evitar fugas de gases.

➤ Según la tecnología de combustión [7]:

- **Tecnología de parrillas.** El **hogar** de este tipo de calderas posee en su parte inferior una rejilla metálica llamada **parrilla** en la que se coloca la biomasa que va a usarse como combustible. Un esquema de este tipo de plantas se muestra en la **Figura 2.12**, donde muchos de los elementos señalados se explicarán más adelante.

Debido a la elevada temperatura a la que se encuentra la parrilla durante su funcionamiento, suele estar refrigerada por agua, aire o ambos. Su función es doble: sostener la biomasa sólida durante la combustión para que esta sea completa, y asegurar que la biomasa se distribuye uniformemente sobre ella. Además, los agujeros que presenta dicha rejilla han sido diseñados para asegurar que las cenizas terminen cayendo por dichos agujeros hacia el cenicero tras completarse la combustión, pero no antes. Según la forma de realizar esta última función, las parrillas pueden ser [5], [7]:

- **Fijas.** Las parrillas fijas suelen ser planas y dispuestas en forma inclinada con algún sistema de vibración.
- **Móviles.** En este tipo de parrillas la biomasa desciende de forma intermitente a medida que se produce la combustión. De forma que en la parte superior de la misma se encuentra la biomasa recién introducida, y en la parte inferior las cenizas que acaban cayendo en el cenicero para su posterior recogida. Según la forma de construcción, se distinguen dos tipos básicos de parrillas móviles:
 - ✓ **Escalonada.** Se trata de una parrilla en forma de escalera.
 - ✓ **Plana.** Este tipo de parrillas suele disponer, al igual que las parrillas fijas, de un sistema de vibración para favorecer la distribución de la biomasa sobre ella.

Las principales ventajas que presenta respecto a otro tipo de calderas son:

- Es la tecnología más extendida y usada para la combustión de biomasa, por lo que se dispone de mucha experiencia comercial.
- Puede trabajar con un amplio rango de tamaños de granulometría del combustible.

Mientras que sus principales inconvenientes son:

- Necesidad de que el combustible introducido en todo momento presente unas características homogéneas.
- La humedad del combustible es un factor limitante. Este tipo de calderas no pueden operar con un combustible con una humedad demasiado elevada.

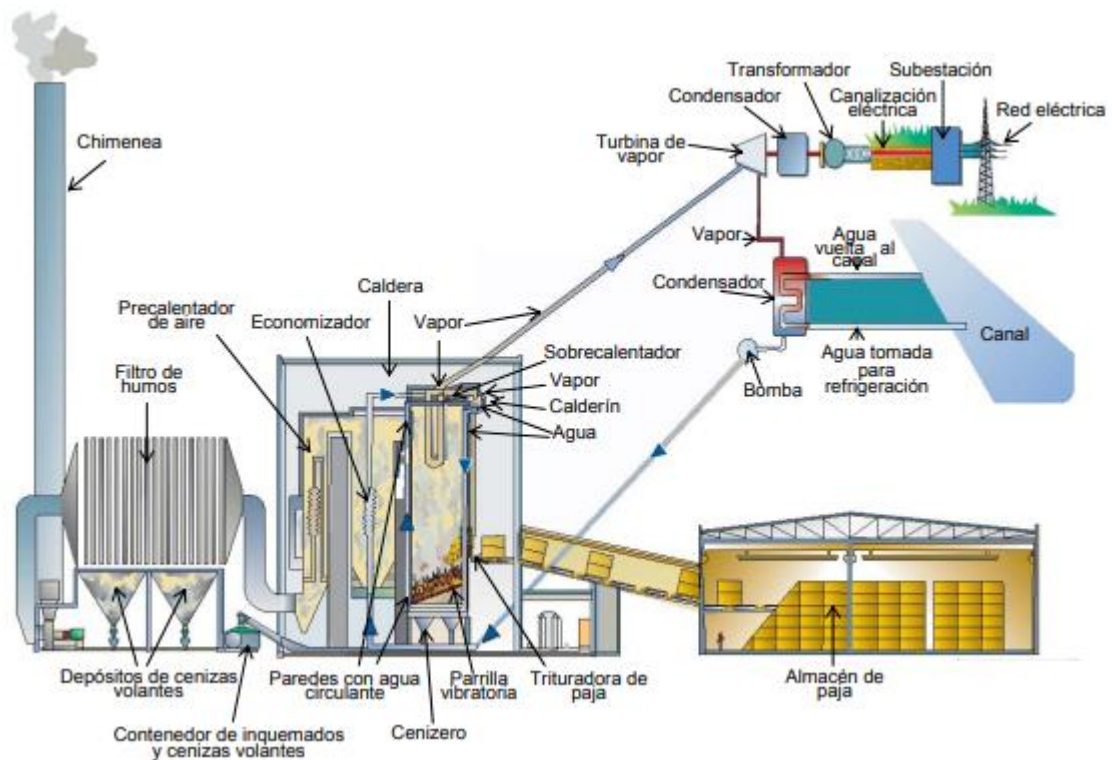


Figura 2.12. Esquema de la planta de Sangüesa (Navarra) [19]

- Tecnología de lecho fluidizado.** En este tipo de calderas el aire introducido mantiene en suspensión un conjunto de diversas partículas (material inerte, inquemados, un componente absorbente...), llevándose a cabo la combustión en el seno de dicha masa de partículas. El fenómeno consistente en la suspensión de estas partículas a medida que son atravesadas de forma ascendente por el aire de combustión recibe el nombre de **fluidización**. Para explicar este fenómeno se recurrirá a la **Figura 2.13**, la cual presenta tres gráficos o esquemas que en orden descendente son [7], [10]:
 - Gráfico velocidad-expansión del lecho.** Representa las velocidades medias del aire de combustión y de los sólidos arrastrados por él según el tipo de lecho que forman las partículas en suspensión. Los tipos de lecho aparecen en el segundo gráfico, y se explicarán a continuación.
 - Curva de fluidización.** Representa en coordenadas logarítmicas la caída de presión del aire por su fricción con el lecho frente a su velocidad. En él aparecen los tipos de lechos que conforman las partículas en suspensión para distintos rangos de velocidades del aire.
 - Esquemas del hogar de la caldera.** Según el tipo de lecho formado se distingue la forma que poseen y el comportamiento que presentan las partículas existentes.

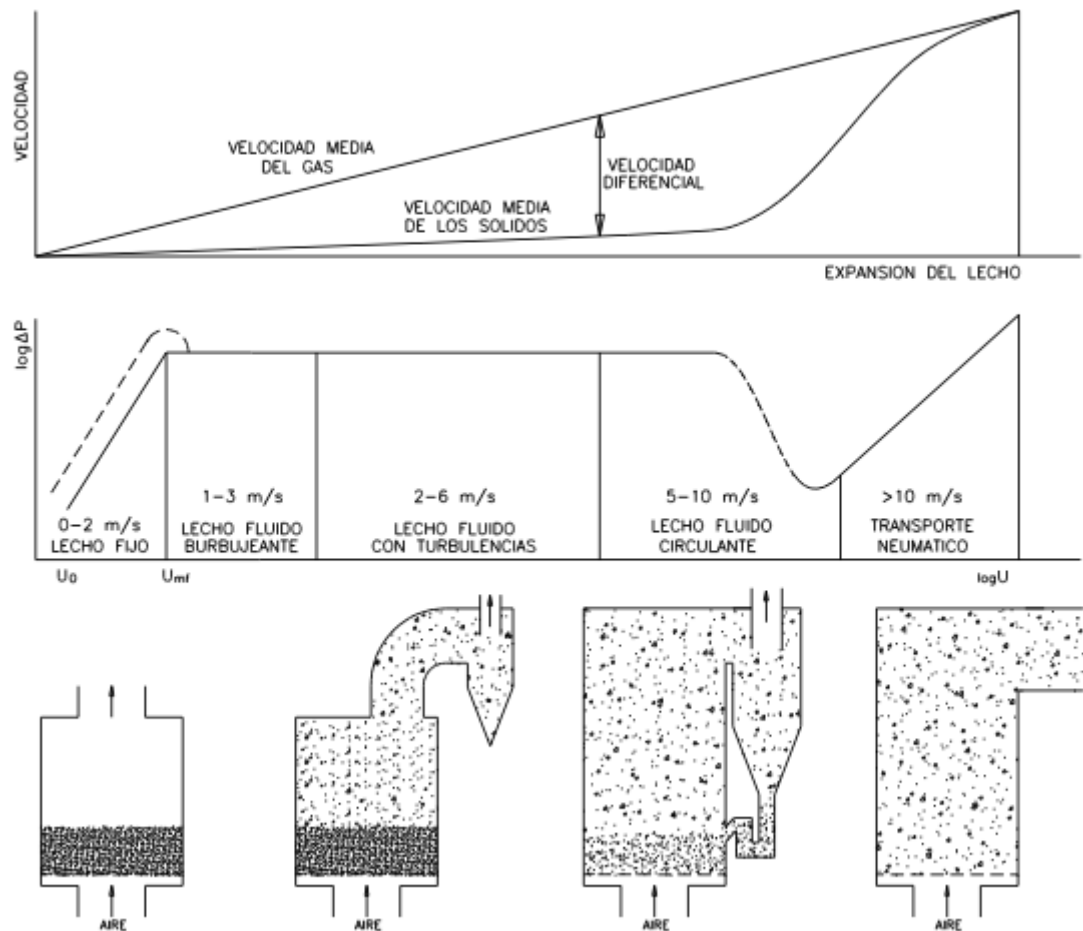


Figura 2.13. Tipos de lechos fluidos según la velocidad de fluidización [10]

Si el aire presenta una velocidad muy baja, simplemente atravesará la estructura porosa de material granular que forma el lecho. El lecho así dispuesto se llama **lecho fijo**, y presenta la forma mostrada en la imagen de la izquierda del esquema inferior de la **Figura 2.13**.

Se observa que a medida que aumenta la velocidad del aire, se incrementa de forma lineal su caída de presión, llegando un momento en el que la caída de presión se estabiliza hasta un determinado valor. Es en este momento cuando comienza el proceso de fluidización, y la velocidad a la que ocurre dicho fenómeno se denomina **velocidad mínima de fluidización (U_{mf})**. Justo en ese instante la separación entre las partículas es máxima, pero manteniendo aun el lecho su forma original. Este estado recibe el nombre de **lecho expandido**.

En el proceso de fluidización se pueden distinguir dos niveles según el valor de la velocidad del aire: **lecho fluido burbujeante** y **lecho fluido circulante**, existiendo una zona de transición turbulenta entre ambos. Un esquema de una caldera de lecho fluido burbujeante se muestra en la **Figura 2.14**.

El lecho burbujeante se desarrolla para velocidades del aire de 1 a 3 m/s, y en él las partículas se encuentran en suspensión al equilibrarse la fuerza de arrastre del aire y

el propio peso de estas partículas. También existe cierto arrastre de partículas por parte del aire hacia el resto de la caldera, lo que obliga a instalar un **ciclón** antes de llegar a la sección convectiva de la caldera para evitar la erosión de los intercambiadores de calor.

Por otro lado, el lecho circulante se desarrolla para velocidades del aire comprendidas entre los 5 y los 10 m/s, siendo el volumen de partículas arrastradas por el aire mucho mayor que en el lecho burbujeante. Es debido a esto que aparte de la necesidad de instalar un ciclón especial capaz de trabajar en estas condiciones, también se hace necesario la existencia de un **sistema de recirculación** de las partículas arrastradas que las devuelva de nuevo al hogar de la caldera. Si no se instalase tal sistema, existiría una cantidad importante de inquemados al ser el tiempo de residencia de las partículas en el hogar demasiado corto, afectando negativamente al rendimiento de la caldera. Un esquema del ciclón y del sistema de recirculación de partículas también se puede observar en la **Figura 2.13**.

Si se sigue aumentando la velocidad del aire, se alcanzará la **zona crítica**, siendo representada por la línea discontinua situada más a la derecha en la curva de fluidización de la **Figura 2.13**. Se trata de una región de inestabilidades en la que el lecho empieza a deshacerse debido a que las partículas que lo forman están siendo arrastradas por el aire. Es debido a esto por lo que la caída de presión disminuye aunque aumente la velocidad del flujo de aire, porque disminuye el espesor del lecho que debe atravesar el aire.

Finalmente, si se incrementa aun más la velocidad del aire, se llegará al **transporte neumático**. Estado estable en el que el lecho no existe y que por tanto un aumento de la velocidad del flujo de aire se traduce en un incremento de la caída de presión sufrida. En este momento ya no existe fluidización ninguna.

Un último detalle que es necesario conocer es el significado de la línea discontinua situada más a la izquierda en la curva de fluidización de la **Figura 2.13**. Esta línea representa lo mismo que la paralela continua situada debajo de ella, pero únicamente durante la primera vez que el sistema entra en funcionamiento. Es decir, representa la caída de presión lineal en función de la velocidad del aire para un lecho fijo durante la primera vez que se desarrolla la combustión en la caldera. Esta diferencia es debida a que una vez que la caldera ha sido puesta en funcionamiento una vez, y la velocidad se reduce progresivamente, las partículas que forman el lecho se reordenan de una forma distinta a la inicial, disminuyendo la resistencia que ofrece al paso del aire la próxima vez que la caldera se ponga en marcha.



Figura 2.14 Esquema de una caldera de lecho fluido burbujeante [20]

Respecto al empleo de un sistema de lecho fluido burbujeante o circulante, depende de varios factores, como es el poder calorífico del combustible usado. Según este criterio, en general, suele emplearse el lecho burbujeante para combustible de menor poder calorífico $\left(3 - 20 \frac{MJ}{kg}\right)$, y el lecho circulante para combustibles de mayor poder calorífico $\left(6 - 40 \frac{MJ}{kg}\right)$ [21].

La presión de operación en el hogar de estas calderas es normalmente la atmosférica, pero también puede llegar a trabajar a presiones de entre 5 y 20 bares. La principal ventaja de trabajar a presiones superiores es la posibilidad desarrollar un ciclo combinado y conseguir un elevado rendimiento de la planta [7].

Y entre las ventajas que posee este tipo de calderas frente a otras destacan las siguientes [7], [10]:

- Elevada inercia térmica frente a variaciones de la calidad del combustible introducido (humedad, poder calorífico...), lo que significa que una modificación en las condiciones de entrada del combustible no provoca un cambio brusco en la condiciones de funcionamiento de la caldera. Esto es gracias a que una gran cantidad de las partículas que forman el lecho es material inerte, normalmente arena, que actúa como almacén de calor

amortiguando posibles fluctuaciones en la entrada del combustible. Esto se traduce en que puede emplear combustibles de baja calidad en condiciones no demasiado uniformes, incluido mezclas.

- Elevada capacidad de retención del azufre, lo que significa que puede emplear combustibles con una elevada proporción de azufre sin provocar elevadas emisiones de SO₂. Esto es gracias a que puede añadirse como parte del lecho un material absorbente, normalmente caliza, que tras calcinarse forma CaO y este reacciona con el SO₂ produciendo sulfatos que pueden ser extraídos junto con las cenizas.
- Reducida emisión de óxidos de nitrógeno. Esto es debido a la menor temperatura de operación de este tipo de calderas, que se encuentra entre los 800 y los 900 °C, a diferencia de las calderas de parrillas que se encuentra en torno a los 1.000 °C [11].

Mientras que los dos principales inconvenientes son [11]:

- Necesidad de que el combustible sea introducido como pequeñas partículas. Esto implica que debe llevarse a cabo un intensivo pretratamiento en la biomasa, lo que encarece la operación con este tipo de calderas.
 - Elevados costes de inversión en comparación con otras calderas.
- **Tecnología de pulverizadores.** Se trata de una tecnología bastante menos empleada que las anteriores en el uso de biomasa, pero ampliamente usada en las centrales termoeléctricas de carbón. En estas calderas la biomasa usada como combustible está compuesta por finas partículas con un diámetro no mayor de 5 mm y con una humedad máxima del 15 %. Mediante pulverizadores el combustible es introducido en la corriente de aire primario hasta su llegada al hogar, distinguiéndose cuatro zonas [7], [11]:
 - **Llama primaria.** Donde se inicia la combustión y se liberan las sustancias volátiles.
 - **Llama secundaria.** Zona en la que prosigue la combustión a menor temperatura.
 - **Combustión de volátiles.** Región del hogar alejada de la llama donde se produce la combustión de los compuestos volátiles liberados previamente.
 - **Parrilla.** Zona en la que se desarrolla la combustión de aquellos compuestos que presentan mayor dificultad.

Respecto a las partes que conforman una caldera, se distinguen principalmente dos: el **hogar** y el **tren de intercambiadores de calor** [7].

Hogar

El **hogar** o **cámara de combustión** es la parte de la caldera donde se realiza la combustión, estando presentes los tres mecanismos básicos de transferencia: conducción, convección y radiación, siendo este último el más importante debido a las elevadas temperaturas que se alcanzan. Se trata de una cavidad de paredes refractarias compuesta por paneles de tubos aleteados por los que circula el fluido que se pretende calentar. De esta manera no solo se aprovecha el calor generado para lograr calentar el fluido de trabajo, sino que también es un medio de refrigeración de la propia estructura del hogar para evitar que alcance una temperatura excesiva que ponga en riesgo su integridad. Igualmente, también sirven para reducir la temperatura de los humos de manera que no suponga un daño para el sobrecalentador. Si se emplea agua, a estos tubos se les suele llamar *paredes de agua*, y forman parte del **evaporador** de la caldera [7].

Tren de intercambiadores de calor

El **tren de intercambiadores de calor**, también llamado **banco de convección**, está formado por el **sobrecalentador**, el **evaporador**, el **economizador** y el **recuperador de calor**. Aunque estos dos últimos no siempre forman parte de la caldera, sino que pueden estar situados fuera de la misma [7], [21].

- El sobrecalentador es el equipo destinado a elevar la temperatura del vapor saturado hasta alcanzar una temperatura óptima para su expansión en la turbina. Dado que es en él donde el vapor debe alcanzar la temperatura máxima del circuito agua-vapor (ciclo de potencia), se encontrará justo a la salida de los humos del hogar, ya que es cuando estos poseen la mayor temperatura [7].

Un aspecto importante en la eficacia de la transferencia de calor en el sobrecalentador está ligado a la existencia de cenizas arrastradas por los humos a su salida del hogar (**cenizas volantes**), ya que estas puedan adherirse a la superficie del sobrecalentador suponiendo una resistencia térmica adicional. Más aún si estas cenizas se funden debido a una temperatura excesiva de los humos (próxima a los 700 °C) y acaban formando depósitos (*fouling*). Esto es debido a la existencia de potasio en la biomasa usada como combustible, la cual tras el proceso de combustión acaba produciendo sales de potasio que forman parte de las cenizas volantes. Para evitar esto se recurre a un **sistema de soplado**, normalmente **sopladores retractiles**, que mediante la inyección de aire o vapor consigue retirar gran parte de las cenizas depositadas sobre la superficie de intercambio de calor [7].

- El siguiente equipo que se encuentran los humos de combustión es el evaporador. El circuito de evaporación está compuesto por las paredes de agua del hogar y por el propio intercambiador de calor agua-humos, aunque también existen calderas en las que todo el proceso de evaporación ocurre en las paredes de agua del hogar [15].

La sección convectiva del evaporador está compuesta por una tubería llamada *downcomer* y por unos **calderines superior e inferior** (aunque este último se ha sustituido por unos colectores gracias a las mejoras en la calidad del agua que existen hoy en día). La evaporación ocurre de la siguiente forma [7]:

- En el calderín superior son separados el agua y el vapor provenientes de las paredes de agua del hogar, de forma que el vapor pasa al sobrecalentador y el agua desciende al colector a través del *downcomer*. El flujo de agua se mantiene con la entrada al calderín del agua procedente del economizador, la cual no solo debe reponer el agua evaporada, sino también el agua purgada para eliminar las sales que contuviese el agua y que acaban depositándose en el calderín.
- Al colector llega el agua a través del *downcomer* y esta es devuelta al calderín superior como mezcla bifásica agua-vapor tras su paso por las paredes de agua, completándose el circuito de evaporación. El movimiento del flujo de agua y el de la mezcla agua-vapor es posible gracias a la diferencia de densidad entre ambos (**circulación natural**).
- El último intercambiador de calor humos-agua se trata del economizador. Su función es aprovechar la elevada temperatura a la que se encuentran los gases de combustión a la salida del evaporador (que será como mínimo la temperatura de evaporación del agua), para calentar el agua hasta una temperatura próxima a la de evaporación. A esa diferencia de temperatura, la que existe entre la salida del economizador y la de evaporación, se le llama **Approach Point**, y se trata de uno de los parámetros de diseño de la caldera. El motivo de mantener esta diferencia de temperatura para el agua entre ambos equipos es para evitar que a bajas cargas se evapore parte del agua en el economizador (*steaming*), lo cual provocar erosión y un mayor desgaste en el interior de los tubos por los que circula el agua [7].

Otro parámetro de diseño de la caldera es el **Pinch Point**, que es la diferencia entre la temperatura de salida de los humos del evaporador y la temperatura de saturación del vapor (**Figura 2.15**). Al igual que ocurría con la *TTD* y la *DCA* en los precalentadores del agua de alimentación, un menor valor de *Pinch Point* conseguiría una mayor transferencia de calor, pero exigiría una mayor superficie de intercambio de calor y por tanto mayor coste, siendo necesario entonces tomar un valor de compromiso entre ambos aspectos [15].

De forma general, el *Pinch Point* de un intercambiador de calor es la diferencia mínima de temperatura entre los fluidos caliente y frío en cualquier sección del intercambiador. Si dichos fluidos son sustancias puras y no experimentan cambio de fase alguno durante el intercambio de calor, el *Pinch Point* suele estar situado en uno de sus extremos. Si por el contrario sí experimenta alguno de los fluidos un cambio de fase, entonces se encontrará el *Pinch Point* en una sección intermedia del intercambiador. Se puede comprobar por tanto que el *Pinch Point* en un generador de vapor se encuentra en la sección de entrada del evaporador [22].

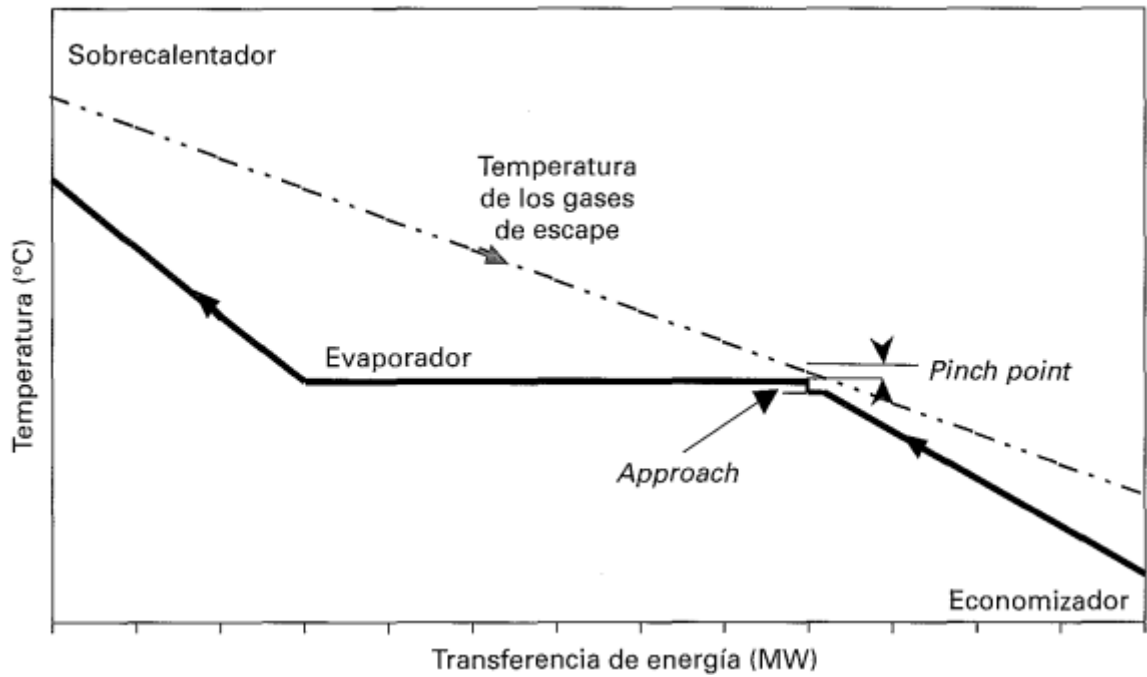


Figura 2.15. Diagrama calor transferido – temperatura de una caldera de recuperación de calor [23]

- El último intercambiador de calor por el que pasan los humos antes de su salida al exterior es el recuperador de calor, que además es el único intercambiador humos-aire. La función del recuperador es aprovechar la elevada temperatura que aun tienen los humos mediante el calentamiento del aire antes de su entrada en el hogar [7].

La idea básica tras esto es que, establecida la temperatura que debe alcanzar una determinada masa de humos a su salida del hogar, el combustible que es necesario emplear para lograrlo depende de la temperatura del aire que ingresa en el hogar, de forma que a menor temperatura del aire, mayor cantidad de combustible es necesaria. Por lo que si se dispone de un intercambiador de calor capaz de aprovechar la energía térmica residual que poseen los humos tras calentar el agua para calentar el aire antes de su entrada al hogar, se conseguirá reducir el consumo de combustible necesario y aumentar el rendimiento de la caldera [15].

Para finalizar este capítulo se mostrará cómo aplicar el balance de energía en la caldera y cómo calcular su rendimiento. Este balance de energía puede aplicarse tanto a la caldera en su conjunto (considerándola como una *caja negra*), como a cada parte de la misma (hogar e intercambiadores de calor).

La **Figura 2.16** muestra el esquema simplificado del hogar de una caldera en el que se realiza la evaporación completa del agua (no existe sección convectiva de evaporación y no aparece representado el calderín de vapor). El balance de energía en dicho hogar suponiendo que no existen pérdidas de calor al exterior viene dado por:

$$\dot{m}_{comb} \cdot PCI = \dot{m}_{agua} \cdot (h_3 - h_2) + \left[\dot{m}_{humos} \cdot \sum_i f_{m_i} \cdot (h_{i_{31}} - h_{i_{ref}}) - \dot{m}_{aire} \cdot \sum_j f_{m_j} \cdot (h_{j_{30}} - h_{j_{ref}}) \right]$$

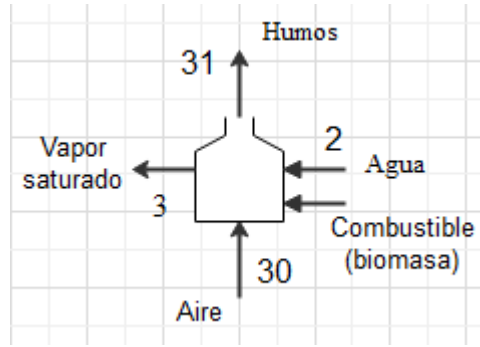


Figura 2.16. Hogar

Donde:

- ✓ \dot{m}_{comb} , \dot{m}_{humos} y \dot{m}_{aire} representan los **flujos máscicos de combustible, humos y aire, respectivamente** $\left(\frac{kg}{s}\right)$.
- ✓ PCI representa el **poder calorífico inferior del combustible** $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
- ✓ h_3 y h_2 representan las **entalpías específicas del agua en los estados 3 y 2, respectivamente** $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$.
- ✓ f_{m_i} y f_{m_j} representan las **fracciones máscicas de los componentes i y j de los humos y del aire, respectivamente**.
- ✓ $h_{i_{31}}$ y $h_{j_{30}}$ representan las **entalpías específicas de los componentes i y j en los estados 31 y 30, respectivamente** $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$.
- ✓ $h_{i_{ref}}$ y $h_{j_{ref}}$ representan las **entalpías específicas de los componentes i y j en el estado de referencia** $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$, respectivamente. Es necesario tomar un estado de referencia (normalmente a 25 °C y 1 atm) para balances de energía en sistemas reactivos [12].

El miembro de la izquierda de la ecuación ($\dot{m}_{comb} \cdot PCI$) representa la **potencia térmica suministrada por la combustión** (\dot{Q}_{comb}), y se observa que se emplea tanto en evaporar el agua ($\dot{m}_{agua} \cdot (h_3 - h_2)$), como en calentar los humos antes de su llegada al tren de intercambiadores de calor (términos entre corchetes).

Mientras que los balances de energía en cualquiera de los intercambiadores de calor serían equivalentes en entre sí. A modo de ejemplo se realiza el balance de energía para el recuperador de calor mostrado en la **Figura 2.17**:

$$\dot{m}_{aire} \cdot \sum_j f_{m_j} \cdot (h_{j_{31}} - h_{j_{30}}) = \dot{m}_{humos} \cdot \sum_i f_{m_i} \cdot (h_{i_{35}} - h_{i_{36}})$$

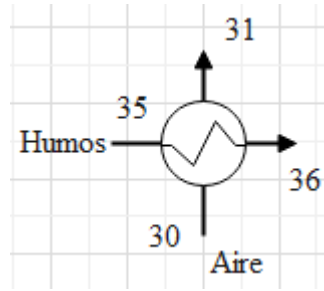


Figura 2.17. Recuperador de calor

Por otro lado, si se quisiera realizar el balance de energía en la caldera en su conjunto, se podría hacer tomando como referencia la imagen del hogar mostrada anteriormente (**Figura 2.16**). En este caso únicamente habría que sustituir los estados de entradas y salidas del hogar por los estados de entradas y salidas de la caldera, resultando un balance de energía análogo al realizado en el hogar.

Es en este momento cuando se puede definir el concepto de rendimiento de caldera, el cual simplemente representa qué cantidad de energía del combustible se ha aprovechado realmente. Este puede ser determinado de **forma directa** si se conocen los estados de entrada y salida del fluido de trabajo de la caldera, o bien de **forma indirecta** si es posible cuantificar todas las pérdidas energéticas que han tenido lugar. Considerando conocidos los estados de entrada y salida del fluido de trabajo (agua), el **rendimiento de caldera** (η_{cald}) se define como [5]:

$$\eta_{cald} (\%) = \frac{\dot{Q}_{util}}{\dot{Q}_{comb}^*} \cdot 100 = \frac{\dot{m}_{agua} \cdot (h_{salida} - h_{entrada})}{\dot{m}_{comb}^* \cdot PCI} \cdot 100$$

Donde se ha marcado con un asterisco (*) \dot{Q}_{comb} y \dot{m}_{comb} para diferenciarlos de los términos usados anteriormente en el balance de energía en el hogar. Se ha hecho así porque para el cálculo del rendimiento de caldera hay que tener en cuenta las pérdidas por biomasa inquemada, concluyéndose por tanto que ambos términos únicamente coincidirán si toda la biomasa introducida en la caldera desarrolla una combustión completa.

Si por el contrario se suponen conocidas las pérdidas desarrolladas durante el proceso, entonces el rendimiento de caldera puede hallarse mediante la siguiente expresión:

$$\eta_{cald} (\%) = \left(1 - \sum_i \zeta_i \right) \cdot 100$$

Donde ζ_i representa la **perdida i en tanto por 1** (se obtiene tras dividir el valor de la energía perdida entre \dot{Q}_{comb}^*).

Las pérdidas más importantes son [5], [16]:

- Pérdidas de calor al exterior (principalmente por radiación).
- Pérdidas por biomasa inquemada.

- Pérdidas debida a la humedad de la biomasa (suponiendo que el valor del PCI usado viene dado en base seca, si fuese en base húmeda ya se estaría teniendo en cuenta este tipo de pérdidas).
- Pérdidas de calor sensible de los humos.

Este último tipo de pérdidas suelen ser especialmente importantes y además siempre están presentes. Se refieren al hecho de que los humos siempre abandonan la caldera a una temperatura superior ($>100^{\circ}\text{C}$) a la temperatura de entrada del aire en la misma. Esto es así para evitar problemas de corrosión derivados de la condensación del vapor de agua presente en los humos, el cual está mezclado con óxido de azufre y cloruro de hidrógeno producidos durante la combustión [15].

Para mostrar como calcular este tipo de pérdidas se recurre de nuevo al recuperador de calor mostrado en la **Figura 2.17**:

$$\zeta_{humos} = \frac{\dot{m}_{humos} \cdot \sum_i f_{m_i} \cdot (h_{i_{36}} - h_{i_{30}})}{\dot{m}_{comb}^* \cdot PCI}$$

3. El Sol como Fuente de Energía

3.1 Introducción

El Sol es la estrella del sistema planetario en el que se encuentra la Tierra, el Sistema Solar, que funciona como un enorme reactor de fusión produciendo helio a partir de hidrógeno con una potencia térmica radiante de $3,8 \cdot 10^{23} \text{ kW}$. La potencia térmica que alcanza la capa más exterior de la atmosfera terrestre depende de la distancia Sol-Tierra, pero se puede considerar un valor de referencia por unidad de superficie perpendicular a la dirección de la radiación de 1.367 W/m^2 . Este valor recibe el nombre de **Constante Solar** [17], [24].

Según los procesos sufridos por la radiación desde su entrada en la atmósfera terrestre se puede clasificar en **radiación directa**, **radiación difusa** y **radiación reflejada** o **de albedo**.

- La radiación directa hace referencia a aquella radiación que llega a la superficie terrestre sin haber sido desviada, presentando una trayectoria definida en todo momento. Si dicha radiación es medida según su dirección, la del rayo incidente, recibe el nombre de **radiación directa normal**. El instrumento empleado para su medida se llama **pirheliómetro** [14].
- La radiación reflejada alude a aquella radiación que alcanza una zona de la superficie de la Tierra tras haber sido reflejada en otra zona de la propia superficie terrestre. La proporción de radiación que es reflejada por la superficie terrestre es función de su **coeficiente de reflexión** o **albedo** [14], [17].
- La radiación difusa engloba a toda radiación que en su camino a la superficie terrestre es absorbida o reflejada por las nubes y por todas las partículas presentes en la atmósfera, tales como contaminantes o polvo. Se caracteriza por no seguir una dirección definida [14].

La suma de los tres tipos de radiación solar recibe el nombre de **radiación global** [17].

Según la finalidad con la que se pretenda aprovechar la radiación se pueden distinguir dos tipos de captadores solares: **captadores con concentración** y **captadores sin concentración**.

- Los captadores con concentración permiten alcanzar elevadas temperaturas del fluido de trabajo gracias a que toda la irradiación recibida en su superficie de captación es focalizada hacia la superficie del elemento por el que circula el fluido (**receptor** o **tubo absorbedor**), siendo esta superficie menor que la de captación. La relación entre el área de captación o abertura y el área del tubo absorbedor recibe el nombre de **razón de concentración geométrica** ($c_{geométrica}$), y debe ser tanto mayor como el incremento de temperatura que se pretenda conseguir para el fluido de trabajo. Esta concentración de la radiación solar puede lograrse de dos formas principales: a través de su reflexión debido al uso de un espejo, o mediante su refracción gracias al uso de lentes. Es debido a esto por lo que la única radiación incidente que es aprovechable por estos captadores es la radiación solar directa, porque es necesario que la radiación posea una trayectoria definida que permita redirigirla hacia el receptor. La **Figura 3.1** muestra las superficies involucradas en el cálculo de la razón de

concentración de un captador reflectante del que se hablará más adelante: el **Colector Cilíndrico Parabólico (CCP)** [24], [25].

- Los captadores sin concentración, a diferencia de los anteriores, sí son capaces de aprovechar cualquier tipo de radiación incidente, pero su uso está limitado a temperaturas del fluido de trabajo del orden de los 100 °C [24].

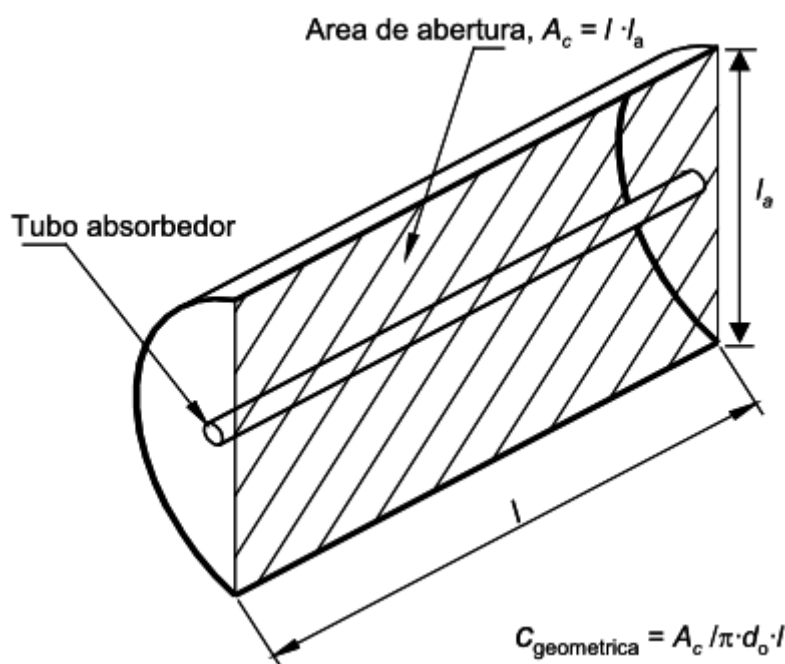


Figura 3.1. Razón de concentración geométrica de un CCP [25]

Dado que el objetivo de este trabajo es el diseño de un ciclo de potencia híbrido solar-biomasa, se hace necesario alcanzar elevadas temperatura del fluido de trabajo, por lo que de aquí en adelante el estudio se centrará únicamente en sistemas de alta temperatura basados en concentración solar. Como estos sistemas solamente pueden aprovechar la radiación normal directa, se hace necesario un sistema que permita al captador seguir la posición del Sol a lo largo del día. Existen dos sistemas para este propósito: los **sistemas de seguimiento a 2 ejes** y los **sistemas de seguimiento a 1 eje** [24].

- Los sistemas de seguimiento a 2 ejes realizan un control completo del movimiento relativo del Sol a lo largo del día en altura-acimut (a continuación se explicarán estos conceptos), permitiendo que la superficie de captación se encuentre perpendicularmente a la dirección del rayo incidente en todo momento y maximizando la energía captada. Un ejemplo de tecnología solar cuyos captadores realizan este tipo de seguimiento es el Disco Parabólico, del que se hablará en el siguiente apartado de este capítulo [14], [17].
- Los sistemas de seguimiento a 1 eje realizan un control en altura solar, pero no en acimut, resultando en ángulos de incidencia distintos de cero. Un ejemplo de tecnología solar cuyos captadores realizan este tipo de seguimiento es la Cilíndrico Parabólica (CCP) que se mencionó anteriormente [14], [17].

La variación de la posición relativa del Sol respecto a los captadores solares es consecuencia del movimiento de translación de la Tierra en torno al Sol y de su propia rotación alrededor del eje polar (eje N-S). La superficie plana imaginaria que contiene la trayectoria elíptica de la Tierra se denomina **Plano de la Elíptica** (Figura 3.2), y se usa para el estudio del movimiento aparente del Sol alrededor de ella. El ángulo que forma el eje de rotación de la Tierra o eje polar con la perpendicular a este plano se llama **declinación solar** y varía entre $-23,5^\circ$ y $23,5^\circ$ a lo largo del año, siendo la causa de la modificación de la altura solar en una determinada zona a lo largo de año, así como de las condiciones climatológicas de las cuatro estaciones y de la variación del número de horas de sol con la latitud. Debido a esto, la altura solar en cualquier parte del planeta está comprendido en un rango de $47^\circ (= 23,5^\circ \cdot 2)$, aunque evidentemente estos valores serán distintos según qué zona del planeta. Igualmente, la altura solar en una determinada zona del planeta también será distinto según qué hora sea debido al movimiento de rotación de la Tierra [14], [26].

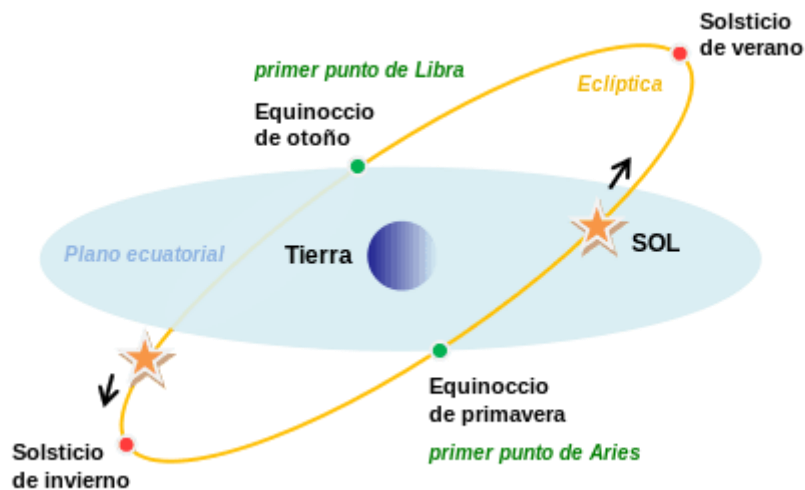


Figura 3.2. Plano de la Eclíptica [27]

Debido a que, como se acaba de explicar, la dirección con la que inciden los rayos solares cambian continuamente, se hace necesario definir una serie de conceptos geométricos y sistemas de coordenadas que permitan el correcto posicionamiento de los captadores. Existen dos sistemas de coordenadas básicos: las **coordenadas horizontales** (Figura 3.3) y las **coordenadas horarias** (Figura 3.4), y los conceptos que hay que definir para su correcta interpretación son:

- **Meridianos.** Los meridianos son semicírculos imaginarios alrededor de la superficie de la Tierra que atraviesan los polos Norte y Sur. Sirven para medir la **longitud** (L), que es la distancia de un punto respecto a un meridiano de referencia (**Meridiano de Greenwich**) [28].
- **Paralelos.** Los paralelos son círculos imaginarios perpendiculares al eje polar alrededor de la superficie de la Tierra. Sirven para medir la **latitud** (λ), que es la distancia de un punto respecto a un paralelo de referencia (**paralelo ecuatorial o Ecuador**) [28].

- **Plano horizontal y direcciones principales.** Se llama plano horizontal a aquel que es tangente a la superficie de la Tierra en el lugar que se pretenda estudiar. La semirrecta perpendicular a este plano que en sentido hacia el espacio exterior se llama **zenit local**, mientras que la semirrecta en sentido contrario, hacia el interior de la Tierra, se denomina **nadir**. En el plano horizontal se pueden definir dos direcciones principales, una según el meridiano, y otra según el paralelo del emplazamiento. La dirección correspondiente al meridiano es la Norte-Sur, y la referida al paralelo es la Este-Oeste [14].
- **Ángulo zenital (θ_{zs}).** El ángulo zenital es el ángulo formado por la dirección del rayo solar y la perpendicular a la superficie sobre la que incide, es decir, según la dirección del zenit local. Es un caso particular del **ángulo de incidencia (ϕ)** cuando la superficie es horizontal (que es lo habitual en el caso de captadores solares y lo que se supondrá en este trabajo). De aquí en adelante se hará referencia a él como ángulo de incidencia, y se trata del ángulo más importante en el estudio de las tecnologías termosolares debido a que limita la cantidad de radiación aprovechable. Cuanto mayor sea este ángulo, menor será la irradiancia útil, esto es debido a dos motivos: mayor distancia a través de la atmósfera tendrá que atravesar la radiación, y mayor será el área que cubrirá, o sobre la que se proyectará el haz solar (suponiendo un sistema de seguimiento de un solo eje), por lo que existirá una menor cantidad de energía por unidad de superficie. La irradiancia será máxima por tanto cuando el haz solar incida perpendicularmente a la superficie, es decir, para un valor de 0° [26].
- **Altura solar o ángulo de elevación solar (γ_s).** La altura solar es el ángulo complementario al ángulo de incidencia, es decir, es el ángulo formado por la radiación solar y el plano horizontal [26].
- **Acimut o ángulo acimutal (ψ_s).** El ángulo acimutal es el ángulo comprendido por la proyección del rayo solar sobre el plano horizontal y el paralelo del emplazamiento. Se mide desde el semieje Sur, siendo positivo hacia el Oeste ($0, 180^\circ$) y negativo hacia el Este ($0, -180^\circ$) [26].

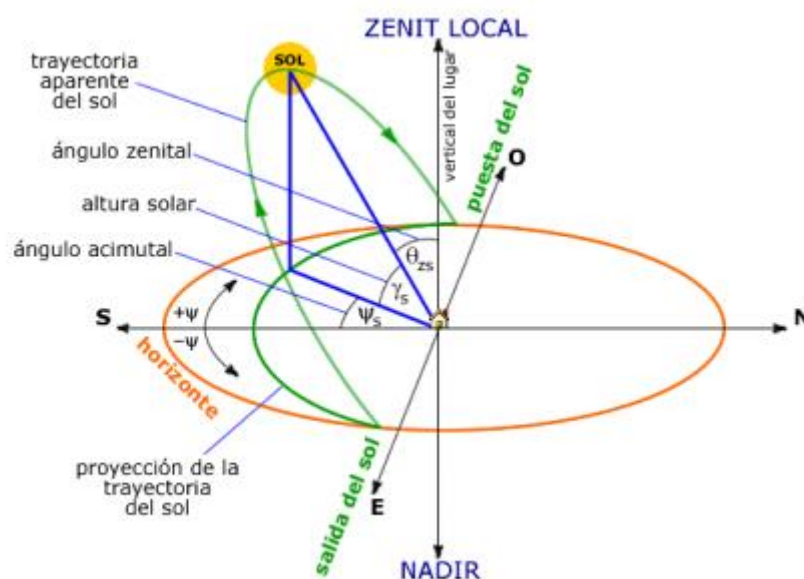


Figura 3.3. Sistema de coordenadas horizontales (altura-acimut) [26]

- **Declinación solar (δ).** La declinación solar fue nombrada anteriormente, es el ángulo formado por el eje polar y el plano de la Eclíptica. Su valor cambia a lo largo del año entre $-23,5$ y $23,5^\circ$, solándose medir al mediodía solar, de forma que existe un único valor del mismo para cada día del año [14], [17].
- **Ángulo horario (ω).** El ángulo horario es el ángulo formado entre el meridiano del emplazamiento y la posición del Sol. Debido al movimiento de rotación de la Tierra alrededor de su eje, toma un valor distinto para cada hora del día. Toma un valor negativo para el intervalo comprendido desde las 00:00 hasta las 12:00 hora solar, y un valor positivo desde las 12:00 hasta las 00:00 [17].

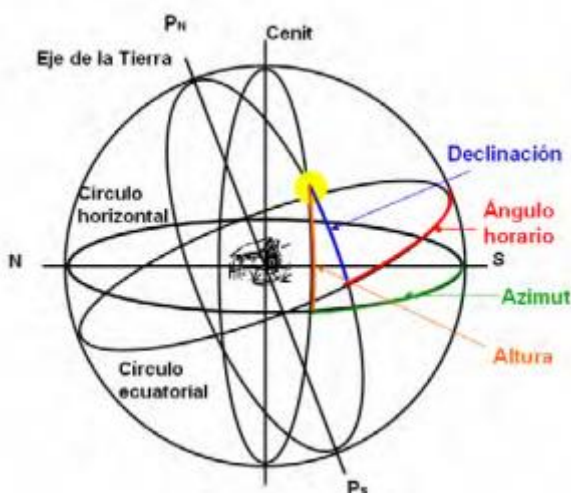


Figura 3.4. Coordenadas horizontales (altura-azimut) y horarias (declinación-ángulo horario) [17]

3.2 Tecnologías de Captación Solar de Alta Temperatura

De forma general, todas las centrales termosolares tienen unos elementos característicos que permiten transformar la irradiancia incidente en potencia eléctrica, estos son: los espejos concentradores, el receptor, el ciclo de potencia y el sistema de almacenamiento térmico (si existe). De los ciclos de potencia y sus equipos ya se ha hablado en el capítulo anterior, mientras que los sistemas de almacenamiento térmico se tratarán posteriormente, así que el presente apartado se va a centrar en los dos primeros. La zona de la planta reservada para los espejos recibe el nombre de **campo solar**, el cual puede incluir al receptor o receptores o estar estos en una zona de la planta diferente.

Las tecnologías termosolares de concentración pueden clasificarse según concentren la radiación en un punto (**puntuales**) o a lo largo de una línea (**lineales**). Al primer grupo pertenecen las tecnologías de **receptor central** y **disco parabólico**, mientras que en el segundo grupo están incluidos los **concentradores Fresnel** y los **captadores cilíndricos parabólicos** [14].

3.2.1 Receptor Central

En las centrales de receptor central o de torre de energía solar, la radiación es reflejada por unos espejos llamados **heliostatos** y concentrada hacia un receptor situado en la parte alta de una torre donde calienta al fluido de trabajo, poniendo en funcionamiento el circuito agua-vapor para la

producción de electricidad. Un esquema de planta con almacenamiento térmico se muestra en la siguiente figura (**Figura 3.5**) [14]:

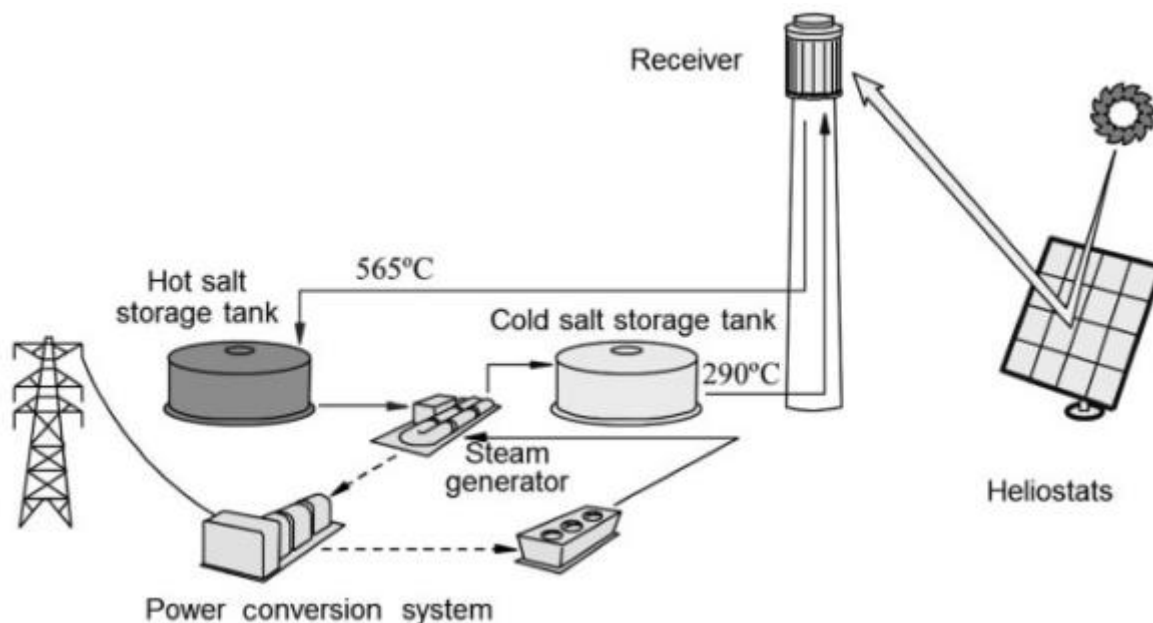


Figura 3.5. Esquema de una planta de receptor central con sistema de almacenamiento térmico [29]

Campo Solar

El campo de heliostatos es un conjunto de espejos planos o levemente cóncavos que operan de forma independiente y cuya función es reflejar la radiación que les llega sobre el receptor. Las partes que componen un heliostato son [14]:

- **Superficie reflectante.** El área de reflexión de un heliostato no es realmente un único espejo, sino que está compuesto por varios de ellos, siendo habitual que esté comprendida entre los 100 y los 150 m^2 . El espesor de los espejos es de unos 5 mm, con una reflectividad en torno al 92 % y un **factor de interceptación** (fracción de la radiación reflejada por el espejo que interceptada por el receptor) cercano al 97 %.
- **Sistema de soporte y seguimiento.** Es una estructura móvil cuya función es aguantar las cargas a las que se encuentre sometido el heliostato, tales como el viento o su propio peso, al mismo tiempo que se orienta hacia el Sol para que la incidencia de sus rayos sobre los espejos se realice de forma óptima. Dicha orientación se realiza mediante un sistema de dos ejes, siendo difícil su control debido a la cantidad de heliostatos que componen el campo solar y que trabajan de forma independiente.

Según como se dispongan los heliostatos en torno a la torre, se distinguen dos configuraciones básicas [14]:

- **Campo norte.** Los heliostatos se colocan al norte de la torre. Esta configuración es propia de centrales situadas en el hemisferio norte a latitudes elevadas, ya que cuanto mayor sea la latitud, menor ángulo de incidencia y mayor eficiencia óptica se consigue (**Figura 3.6**).

- **Campo circular.** Los heliostatos forman un círculo alrededor de la torre, situándose esta un poco al sur respecto al centro del círculo. Presenta la ventaja respecto a la configuración campo norte que para una misma potencia requiere una torre de menor altura, con el ahorro económico que eso supone (**Figura 3.7**).



Figura 3.6. Imagen de la planta PS 10 situada en Sanlúcar la Mayor (Sevilla) [30]



Figura 3.7. Imagen de la planta Gemasolar situada en Fuentes de Andalucía (Sevilla) [31]

El campo de heliostatos posee un bajo coeficiente de utilización del terreno, ya que por cada metro cuadrado de superficie reflectante se necesitan entre cinco y ocho metros cuadrados de terreno,

disminuyendo el rendimiento óptico de los espejos cuanto más grande sea el campo solar por estar más alejados del receptor. Además, el campo de heliostatos supone el 50 % de la inversión inicial y hasta un 50 % de las pérdidas energéticas anuales de la planta [14], [32].

Receptor

El receptor tiene como función aumentar la temperatura del fluido de trabajo mediante la transformación de la radiación concentrada que le llega en energía térmica. Debido a la elevada relación de concentración (200-1.000 o aun mayor) y al flujo incidente que llega a su superficie (200-1.000 kW/m²), el receptor puede llegar a superar los 1.000 °C. Es por esto que se emplean en su fabricación determinadas aleaciones metálicas o materiales cerámicos capaces de trabajar a elevadas temperaturas [14], [30].

Los receptores se pueden clasificar de diversas formas, siendo las principales las siguientes:

➤ Según su ubicación [14]:

- **Receptor externo.** Los receptores externos son aquellos cuya superficie de absorción se encuentra en la propia pared exterior de la torre. Según la forma de los paneles tubulares que forman su superficie pueden ser:
 - **Planos.**
 - **Semicilíndricos.**
 - **Cilíndricos.**
- **Receptor de cavidad.** Se denominan receptores de cavidad a aquellos cuya superficie de absorción se encuentra en un hueco interior de la torre. Presentan la ventaja respecto a los externos de que poseen menores pérdidas térmicas, pero sufren mayores **pérdidas de desbordamiento** (relacionadas con un menor factor de interceptación).

➤ Según su diseño:

- **Superficiales o Tubulares.** El fluido de trabajo circula y es calentado por el interior de unos tubos sobre los que incide la radiación solar. Pueden disponer de una placa para aumentar la superficie de absorción a cambio de tener mayores pérdidas por conducción [14].
- **Volumétricos.** Este receptor es propio de aquellas centrales en las que el fluido de trabajo es un gas, normalmente aire. Consiste en una estructura porosa sobre la que incide la radiación y es atravesada por el gas, calentándose la estructura por la radiación y esta a su vez calienta al gas mediante convección [33].

➤ Según el fluido de trabajo utilizado:

- **Sales fundidas.** El uso de sales inorgánicas fundidas como fluido de trabajo presenta dos ventajas principales: elevada temperatura del vapor (sobre los 565 °C) y posibilidad de almacenamiento térmico. Por un lado, a mayor temperatura de trabajo del vapor, mayor rendimiento, y por otro lado, si se usan las sales como sistema de

almacenamiento térmico, se reducirá la dependencia de las condiciones meteorológicas relativas a la radiación incidente [32].

- **Agua.** Las centrales termosolares que calientan el agua directamente mediante la concentración de la radiación son llamadas **centrales de generación directa de vapor (GDV)**. La principal ventaja que presentan es que únicamente disponen del circuito agua-vapor, con el consecuente ahorro en costes de inversión inicial y de mantenimiento al no requerir ninguno de los equipos involucrados entre el fluido de trabajo intermedio y el agua. En este tipo de centrales el vapor alcanza una temperatura cercana a los 540 °C, y es junto con las sales fundidas los únicos fluidos de trabajo empleados en plantas comerciales actualmente [30].
- **Gases.** Tal como se ha comentado antes, el aire es el gas usado más frecuentemente, pudiéndose usar tanto para calentar el agua de un ciclo Rankine como para suministrar aire caliente en un ciclo Brayton. Sus principales ventajas son su disponibilidad y las temperaturas más altas que alcanza (hasta los 700 °C), mientras que su principal inconveniente es el bajo coeficiente de transferencia de calor [32].
- **Partículas sólidas.** Con el fin de alcanzar temperaturas más altas para el vapor (superior a los 700 °C) y sistemas de almacenamiento térmico más económicos se han estado realizando pruebas con partículas sólidas, tales como cerámicas y de base sílice (arena). El calentamiento de estas partículas puede realizarse con la radiación incidiendo directamente sobre ellas, o bien de forma indirecta a través de una superficie, existiendo diferentes diseños de receptores para llevarse a cabo: de caída libre, centrífugo, fluidizado, etc. La **Figura 3.8** muestra un esquema de este tipo de receptor con sistema de almacenamiento térmico integrado [34].

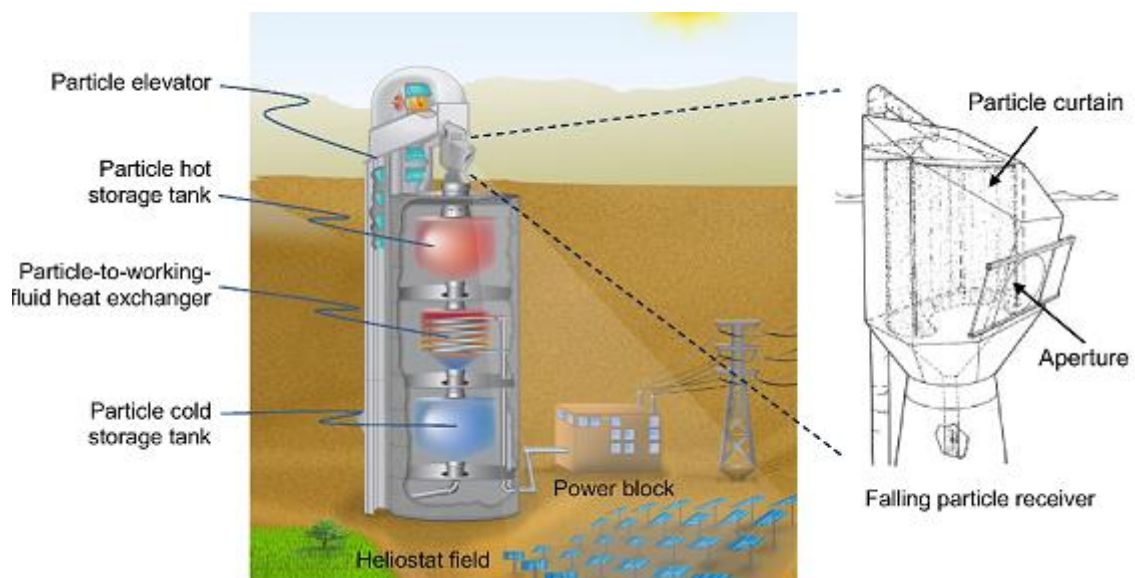


Figura 3.8. Esquema de un receptor de partículas de caída libre con sistema de almacenamiento térmico [34]

3.2.2 Disco Solar Parabólico

Las centrales de discos o platos parabólicos están formadas por una serie de unidades independientes de producción de energía. Cada una de estas unidades está compuesta por un reflector con forma de paraboloide de revolución y un receptor de cavidad en cuyo interior se encuentra el sistema de generación de energía, el cual consiste normalmente en un motor Stirling acoplado a un generador eléctrico. A diferencia de las otras tecnologías termosolares, en este tipo de plantas no existe una clara separación de las zonas según qué función se realice en ellas (campo solar, bloque de potencia...), sino que todo está integrado en cada una de estas unidades [14].

El receptor se encuentra situado en el foco del paraboloide para optimizar la absorción de la radiación que es reflejado en él, ya que toda la radiación que incide sobre el paraboloide con dirección paralela a su eje es reflejada hacia su foco. Dicho receptor es de cavidad para reducir, principalmente, las pérdidas por radiación, ya que el fluido de trabajo usado puede alcanzar elevadas temperaturas (cercana a los 800 °C) debido a que es la tecnología con mayor factor de concentración (puede ser mayor que 3.000). Tales factores de concentración se consiguen gracias al propio diseño parabólico del concentrador y al reducido valor del cociente distancia focal / diámetro ($\frac{f}{D} = 0,6$). Una imagen de un disco parabólico con un motor Stirling acoplado se muestra en la **Figura 3.9** [14], [32].

El material del que está hecha la superficie del plato suele ser aluminio o plata con un recubrimiento plástico o de vidrio, consiguiendo una reflectividad superior al 90 %. Mientras que su área depende de la potencia a desarrollar (5-30 kWe), siendo normalmente de entre 40 y 120 m². El sistema de generación de energía puede llevarse a cabo mediante un ciclo Stirling o un ciclo Brayton, operando a presiones de hasta 200 bares y, en el caso de los sistemas Stirling, pudiendo llegar a convertir casi el 30 % de la radiación incidente en electricidad. También dispone de un sistema de orientación al Sol a dos ejes para maximizar su eficiencia óptica a lo largo del año [30], [32].



Figura 3.9. Imagen de un disco parabólico con motor Stirling de la Plataforma Solar de Almería [29]

➤ Ciclo Stirling

Los motores Stirling se caracterizan por usar un fluido compresible como fluido de trabajo en un circuito cerrado, normalmente hidrógeno o helio, y por poseer un elevado rendimiento (puede llegar a superar el 40 %). Según el calentamiento del fluido de trabajo se realice mediante la aplicación directa de la radiación o no, se distinguen dos tipos de receptores [14], [32]:

- **Receptores de iluminación directa.** El fluido de trabajo del motor Stirling es calentado directamente por la radiación solar.
- **Receptores indirectos.** Se usa un fluido caloportador intermedio entre la radiación solar y el fluido de trabajo. El más eficiente es el denominado receptor de tubo de calor, en el cual un metal líquido es evaporado mediante la absorción de radiación y posteriormente condensado con el fluido de trabajo.

➤ Ciclo Brayton

El aire es calentado por la radiación solar en un receptor volumétrico presurizado antes de su entrada en la caldera, reduciendo el consumo de combustible para desarrollar una determinada potencia en la turbina de gas. Se trata de un sistema menos maduro tecnológicamente que los sistemas Stirling, con un rendimiento térmico cercano al 30 % [32].

3.2.3 Concentradores Fresnel

En las centrales de concentradores o reflectores de Fresnel la radiación es reflejada por una serie de espejos hacia un tubo o conjunto de tubos por los que circula agua, poniendo en funcionamiento el circuito agua-vapor para la producción de electricidad [32].

Campo solar

El campo solar está compuesto por los reflectores o espejos y los receptores o tubos absorbedores. Según el tipo de receptor los **reflectores** existentes pueden ser de un tipo (**primarios**) o de dos tipos (**primarios** y **secundarios**). Por lo general, los espejos son planos o levemente curvos y se encuentran a un metro de altura del suelo, formando varias filas de entre 600 y 900 m y cuya función es reflejar y concentrar la radiación incidente hacia el receptor, el cual se encuentra a una altura del suelo de entre 10 y 15 m (**Figura 3.10**). Para optimizar la reflexión estos espejos se orientan hacia el Sol mediante un sistema de un eje, de forma que cada segmento de 100 m de líneas de espejos es controlado de forma independiente [14], [35].

Existen distintos tipos de receptores, siendo dos los de uso más extendido [35]:

- **Receptores de cavidad.** Los tubos son contenidos en el interior de un hueco que posee un dispositivo normalmente cerrado al exterior, de manera que la radiación únicamente entra a partir de una placa que permite su paso (a veces no existe dicha placa, estando el aire exterior e interior en contacto). Sus paredes interiores están recubiertas con espejos para reflejar hacia los tubos la radiación que les llega, mientras que el material y espesor de las paredes reducen las pérdidas al exterior. Existen diferentes diseños para la cavidad según el número de tubos y

la propia geometría de la misma, siendo dicha geometría un factor importante en la convección natural y en la reflexión en las paredes. El diseño más habitual es el de una cavidad trapezoidal conteniendo entre cuatro y ocho tubos (**Figura 3.11**).

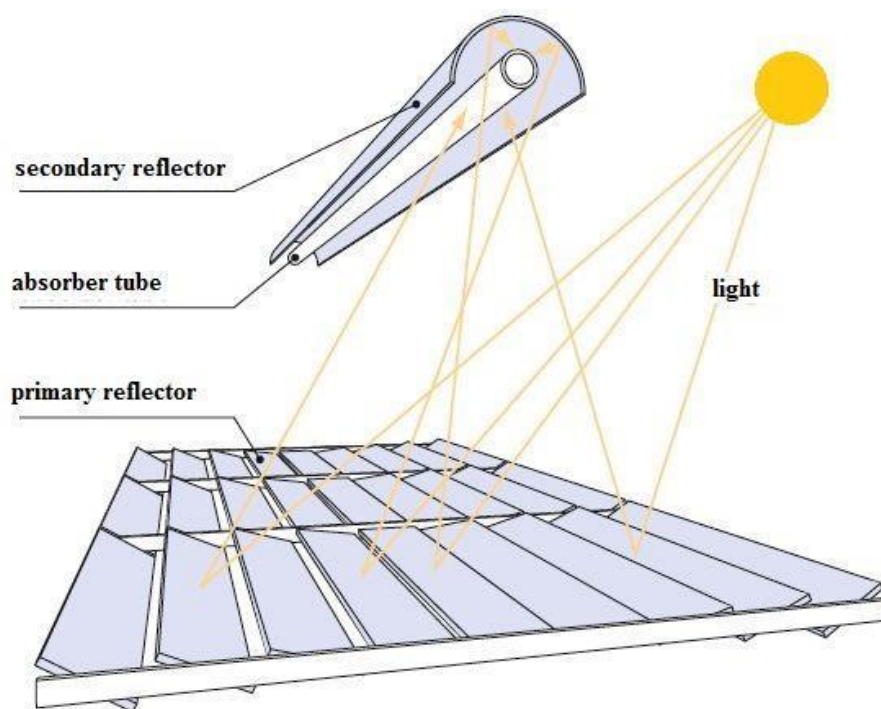


Figura 3.10. Esquemas de reflectores Fresnel [36]

- **Receptores de tubos de vacío.** Los tubos por los que circula el agua son contenidos en el interior de un cilindro al que se le hace el vacío y cuya superficie exterior permite el paso de la radiación reflejada. Gracias a esto las pérdidas térmicas por convección son prácticamente inexistentes, obteniendo una mayor eficiencia térmica que los receptores de cavidad. Su uso se reserva para aplicaciones de alta temperatura, ya que para temperaturas del agua inferiores a 300 °C resultan más rentable económicamente que los receptores de cavidad.

Este tipo de receptores es el que se usa junto con el otro tipo de reflectores ya mencionado: el reflector secundario, también llamado **reconcentrador**. Este reflector secundario se usa para paliar el reducido valor del factor de interceptación que poseen los tubos individuales evacuados, de forma que se coloca encima de los tubos para reflejar la radiación que no los ha alcanzado y reflejarla de nuevo hacia ellos. El diseño parabólico compuesto (CPC) es el más empleado para este tipo de reflectores por ser el más estudiado y poseer una eficiencia óptica elevada (**Figura 3.12**).

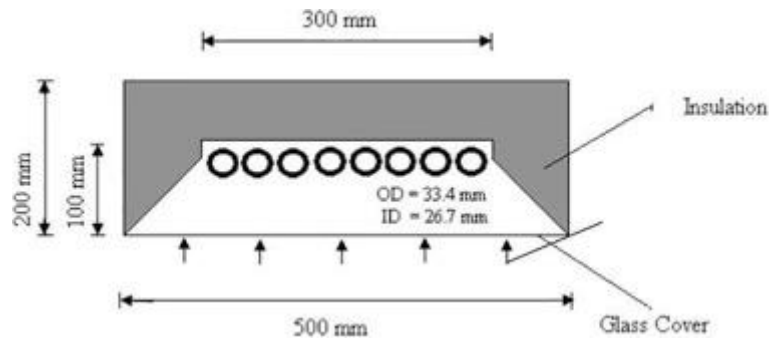


Figura 3.11. Receptor de cavidad trapezoidal con ocho tubos [35]

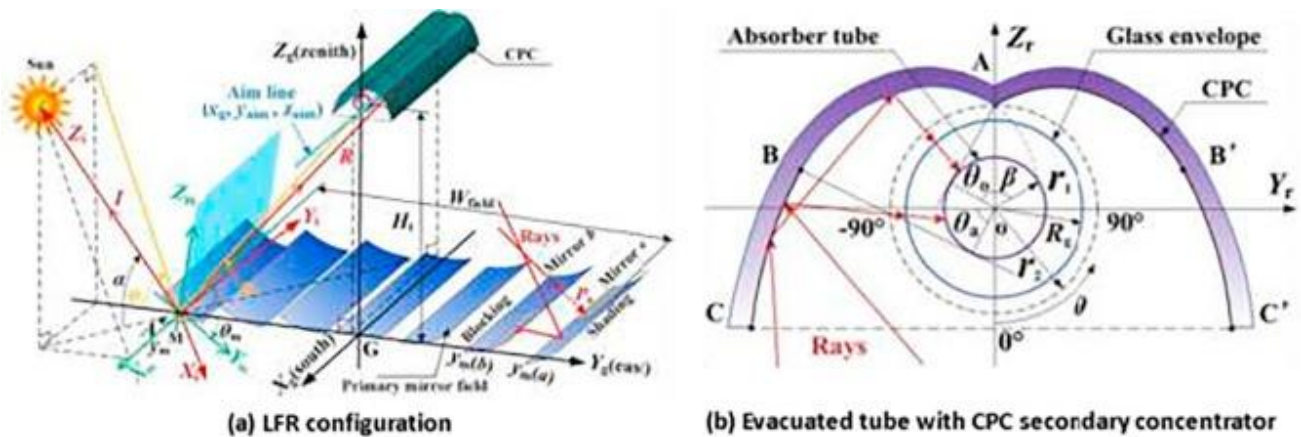


Figura 3.12. Diseño de un LFR con un tubo evacuado en el reflector secundario CPC [35]

El factor de concentración de la tecnología Fresnel se encuentra comprendido en el rango 10-50, mientras que el intervalo típico de temperaturas de una central de generación directa de vapor es de entre 250 y 300 °C. Aunque puede alcanzarse una temperatura superior empleando un fluido de trabajo intermedio, incluso cercana a los 500 °C con el uso de sales fundidas [35].

Entre las investigaciones que se están llevando a cabo para mejorar la eficiencia óptica de los concentradores Fresnel están las siguientes:

- Introducción de los denominados **reflectores compactos**, los cuales pretenden solucionar los problemas derivados del movimiento de los reflectores primarios y la altura a la que se encuentran los receptores. Dichos problemas consisten en que ciertos momentos existan filas de espejos que provoquen sombras sobre los espejos de otra fila, y en los bloqueos producidos cuando la radiación reflejada por unos espejos es interceptada por los espejos de otra fila. En ambos casos se trata de energía perdida porque la radiación no alcanza los receptores. Se podría reducir el impacto de ambos efectos manteniendo mayor distancia entre las filas de espejos o aumentando la altura de los receptores, necesitándose una mayor superficie y una estructura más robusta respectivamente, y por tanto mayores costes. Los reflectores compactos intentan resolver estos problemas haciendo que un mismo reflector pueda dirigir la radiación a más de un receptor. Para ello es necesario construir más de una fila de receptores y un control más ajustado de la orientación de los espejos [32], [37].

- El uso de un sistema de seguimiento al Sol de dos ejes, evitando la menor radiación captada en invierno como consecuencia del movimiento de translación de la Tierra, siendo además estas pérdidas ópticas las más importantes que sufre el sistema [35].
- Extensión del conjunto de receptores un poco más allá de la longitud de los reflectores, es decir, la línea de receptores se alarga unos metros para evitar que sus extremos estén en sombra. Consigue reducir las pérdidas geométricas anteriormente mencionadas, las que sufre especialmente en los meses de invierno [24], [35].

3.2.4 Concentradores Cilíndricos Parabólicos

En las centrales de concentradores cilíndricos parabólicos (CCP) la radiación es reflejada por una serie de espejos con forma cilíndrica-parabólica hacia un conjunto de tubos por los que circula el fluido de trabajo, calentándolo y poniendo en funcionamiento el circuito agua-vapor para la producción de electricidad [14].

Campo Solar

El campo solar está formado por unos elementos llamados **módulos**. Un módulo está compuesto por [14]:

- **Espejo cilíndrico-parabólico.** Tiene por función reflejar y concentrar la radiación solar hacia el tubo absorbedor, el cual se encuentra situado en la línea focal del espejo. La ubicación del tubo absorbedor es la que es (línea focal del espejo) debido a la forma parabólica que posee la sección del espejo, ya que toda radiación de dirección paralela a la directriz de la parábola será reflejada hacia su foco, por lo que se trata de la posición óptima para su captación (**Figura 3.13**).

El espejo suele estar hecho de vidrio de unos 5 mm de espesor y estar recubierto por una capa de plata, consiguiendo una reflectividad cercana al 94 % y pudiendo alcanzar una relación de concentración cercana a 70 (límite teórico, en la práctica suele estar comprendida entre 20 y 30 debido a que relaciones más alta requerirían sistemas de seguimiento solar más precisos y costosos) [14], [25].

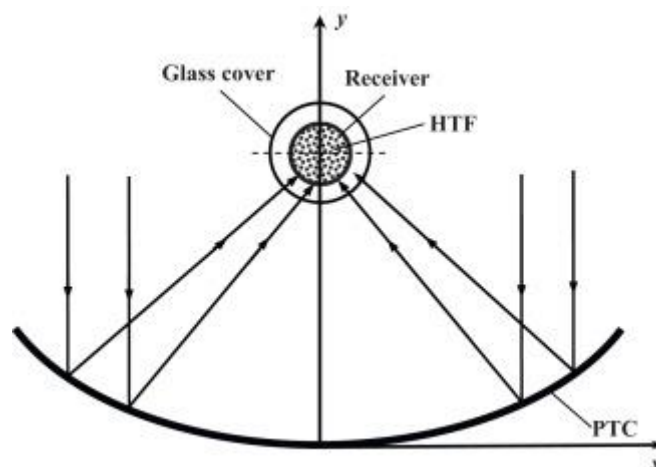


Figura 3.13. Esquema de un CCP [38]

- **Tubo absorbedor.** El tubo absorbedor o receptor es un doble tubo en el que el tubo interior es de acero inoxidable de unos 2 mm de espesor y por el que circula el fluido de trabajo, y el tubo exterior de muy poco espesor es de vidrio de borosilicato, habiéndose hecho el vacío en la región anular comprendida por ambos tubos.

El hecho de que sea el tubo exterior de vidrio de borosilicato se debe a su gran transmisividad con la radiación ultravioleta y visible, y a su opacidad con la radiación infrarroja. Con esto se consigue, por un lado, captar la radiación incidente sobre la superficie terrestre más energética, y por otro lado, evitar las pérdidas por radiación infrarroja procedente del tubo de acero, ya que este se calentará a medida que lo haga el fluido de trabajo, siendo mayores estas pérdidas cuanto más elevada sea su temperatura.

Mientras que el motivo de hacerse el vacío entre ambos tubos es para reducir al máximo las pérdidas por convección. Igualmente, la superficie exterior del tubo de acero posee un recubrimiento selectivo de níquel-cadmio con microestructura para maximizar la captación de la radiación ultravioleta y visible, y reducir su emisión por radiación infrarroja.

- **Estructura de soporte.** Es una estructura móvil cuya función es aguantar las cargas a las que se encuentre sometido el módulo, tales como el viento o su propio peso, al mismo tiempo que se orienta hacia el Sol para que la incidencia de sus rayos sobre los espejos se realice de forma óptima. Dicha orientación se realiza mediante un sistema de un eje.

La orientación de los espejos hacia el Sol se lleva cabo mediante la agrupación de varios módulos, de forma que 8 o 12 módulos unidos en serie se orientan de la misma forma. A este grupo de módulos con un sistema de seguimiento solar común se les denomina **captador o colector** (**Figura 3.14**). A su vez, los colectores también se agrupan en series de entre cuatro y ocho de ellos, formando lo que se conoce como **lazo**. Un lazo es la unidad mínima de producción de energía térmica del campo solar [14].

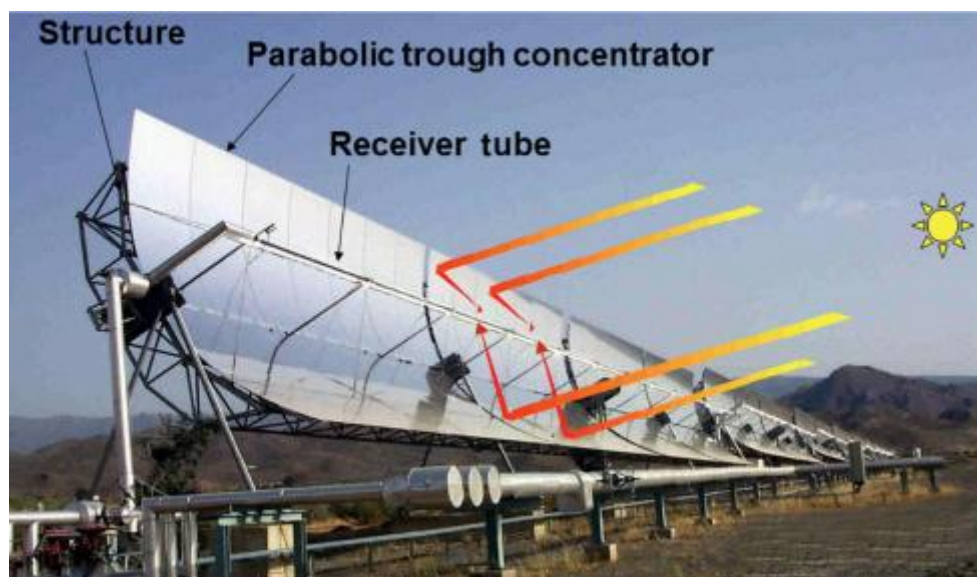


Figura 3.14. Imagen de un CCP [29]

El fluido de trabajo más ampliamente usado en este tipo de centrales es un aceite orgánico sintético gracias a su baja presión de vapor, su coste relativamente bajo y a su temperatura de trabajo medianamente alta. Este fluido al que comúnmente se le llama *HTF*, por sus siglas en inglés, *Heat Transfer Fluid*, posee una temperatura máxima de operación en el rango de los 400-420 °C debido a que partir de esas temperaturas se produce una degradación acelerada del mismo. Es por esto por lo que la temperatura de salida del *HTF* de un lazo es de unos 393 °C [14].

Sin embargo, también se han probados otros fluidos de trabajo como son:

- **Sales fundidas.** El uso de sales fundidas presenta ventajas como temperaturas de operación más altas y por tanto de mayores rendimientos, pero debido a su elevada temperatura de fusión (puede superar los 200 °C) es necesario disponer de algún sistema que asegure que en ningún caso solidificarán, además de ser necesario un mayor campo solar para realizar ese mayor incremento de temperatura. Es por esto que su uso se restringe para sistemas capaces de alcanzar temperaturas elevadas más fácilmente, como el sistema de receptor central, para evitar estos problemas [14].
- **Gases.** Se ha experimentado con el uso de gases tales como hidrógeno, dióxido de carbono, helio o aire. Sus principales ventajas son su disponibilidad y las temperaturas más altas que alcanzan (alrededor de los 700 °C). Sin embargo, importantes inconvenientes como son sus bajos coeficientes de transferencia de calor y el elevado coste energético de su compresión los descartan para su utilización comercial actualmente [38].
- **Agua.** Las centrales de generación directa de vapor presentan el grave inconveniente de la elevada presión de vapor que posee el agua, obligando a usar tuberías lo suficientemente resistentes para poder soportar la presión a la que se encontraría el agua para evitar que esta se evapore. Y dado que una central CCP requiere de una red de tuberías de varios miles de metros debido a la cantidad de lazos que son necesarios, el coste de inversión se dispararía. Es por esto por lo que si se optase por usar agua, la temperatura del vapor sería muy baja y con ella también el rendimiento de la planta. Sin embargo, gracias a las investigaciones realizadas durante años para intentar superar las dificultades técnicas que entrañan la generación directa de vapor, se espera que dentro de muy pocos años estas plantas sean una realidad comercial [25].

3.2.5 Selección de la Tecnología Termosolar

Una vez se han explicado las diferentes tecnologías posibles para la futura planta híbrida solar-biomasa, ya se está en condiciones de elegir la más adecuada. La tecnología elegida será la de captadores cilíndricos parabólicos (CCP). Los motivos para descartar las demás tecnologías son:

- **Discos parabólicos.** Dado que el fluido de trabajo situado en el interior del receptor se encuentra aislado del exterior, resulta difícil su hibridación con la biomasa. Además de que no existen plantas comerciales de esta tecnología por ser la menos desarrollada, por lo que su uso se descarta inmediatamente.

- **Reflectores Fresnel.** Presenta unas características similares a los CCP, pero dado que poseen peor rendimiento óptico y existen muy pocas plantas comerciales en funcionamiento actualmente, es preferible la elección de la tecnología CCP.
- **Receptor central.** A pesar de que sería una elección interesante dada sus capacidades y que se encuentra en auge hoy en día, se ha preferido la tecnología CCP gracias a su mayor madurez tecnológica y experiencia comercial disponible. Además de que la tecnología de torre es más adecuada para elevadas potencias, y dado que en este momento no se conoce la potencia que desarrollará la futura planta, se estaría condicionando el tamaño óptimo de la planta si se optase por esta tecnología [39].

3.3 Sistemas de Almacenamiento Térmico

Un problema de las plantas termosolares, al igual que ocurre con otras energías renovables, es la intermitencia en la producción de electricidad debido a su dependencia de las condiciones meteorológicas, ya que en todos aquellos momentos en los que la irradiancia solar sea muy baja, o directamente nula, la producción energética se reduce drásticamente en comparación con su potencia de diseño. Si además se pretendiese que la producción eléctrica se adaptase al consumo, deberían coincidir los momentos de mayor demanda con aquellos momentos de mejores condiciones solares para su aprovechamiento. Como esto resulta imposible, se hace necesario que exista un sistema capaz de guardar la energía no consumida en los momentos de mayor producción solar para posteriormente ser consumida en los momentos en los que la demanda supere a la producción solar. Y dado que el almacenamiento de energía eléctrica a gran escala no es una alternativa debido a los elevados costes de las baterías, es necesario que el almacenamiento de esta energía se lleve cabo antes de su conversión a electricidad. La solución a esto son los sistemas de almacenamiento térmico [14].

Los sistemas de almacenamiento térmico se pueden clasificar según la naturaleza de la energía almacenada en [36]:

- **Sistemas termoquímicos.** En estos sistemas la entrada y salida de energía de los mismos se produce mediante una reacción química reversible.
- **Sistemas de calor latente.** Se basan en la transferencia de energía térmica a una sustancia que sufre un cambio de fase, como la solidificación de ciertas sales inorgánicas.
- **Sistemas de calor sensible.** La energía térmica transferida se emplea a aumentar la temperatura de la sustancia usada como medio de almacenamiento.

De los tres sistemas comentados, para fines comerciales en las tecnologías solares de alta temperatura solamente se emplean los sistemas de calor sensible, ya que los otros dos aun están en fase de experimentación [14], [36].

Otra posible clasificación de los sistemas de almacenamiento térmico es mediante el estado físico del medio de almacenamiento. De esta forma se pueden dividir en [14], [36]:

- **Sistemas pasivos.** Los sistemas pasivos son aquellos que usan un sólido como medio de almacenamiento de la energía térmica, como el hormigón.

- **Sistemas activos.** Los sistemas activos emplean como medio de almacenamiento un fluido. Dentro de este tipo de sistemas se puede realizar una subdivisión en:
 - **Directos.** Los sistemas directos emplean como medio de almacenamiento el propio fluido de trabajo. Presentan la ventaja de no necesitar un intercambiador de calor, pero las propiedades del fluido usado deben presentar un equilibrio adecuado entre fluido caloportador y sistemas de almacenamiento térmico. Un ejemplo de este tipo lo presenta la tecnología de receptor central que usa sales fundidas.
 - **Indirectos.** Los sistemas indirectos usan un fluido distinto del de trabajo. Un ejemplo puede ser el almacenamiento de vapor a elevada presión, pero de menor capacidad que las sales [39].

Según esta clasificación, únicamente se emplean para fines comerciales los sistemas activos, especialmente los basados en sales fundidas. La **Tabla 3.1** muestra las características de las principales sales solares [17], [36].

Respecto a la forma de almacenamiento de las sales, el método más frecuente es mediante el uso de dos tanques, uno para sales frías y otro para sales calientes, pero también pueden almacenarse en un único tanque. El método de almacenamiento en un solo tanque se denomina **termoclina**, y se basa en la separación de las sales debido a la diferencia de densidad existente como consecuencia de la diferencia de temperaturas. Es decir, la altura a la que se encuentran las sales dentro del tanque depende de su temperatura, estando las sales más frías en el fondo del tanque al poseer mayor densidad, y las sales más calientes en la parte superior al tener menor densidad [36]. La **Figura 3.15** muestra una imagen de un tanque termoclina y la evolución temporal de su perfil de temperaturas. Se observa que al cabo de un determinado tiempo existe un salto de temperaturas menos pronunciado en la zona intermedia del tanque como resultado de la transferencia de calor de las sales calientes a las frías. La masa de sales involucrada en dicho intercambio de calor resulta inservible como medio de almacenamiento térmico al modificarse las temperaturas de diseño. Si se pretendiesen usar dichas sales como medio de cesión de energía al fluido de trabajo, no conseguirían que este alcance la temperatura de diseño al ser su temperatura menor, mientras que si se utilizasen como medio de absorción de energía, la temperatura del fluido de trabajo tras dicho intercambio de calor sería mayor que la de diseño al ser mayor la temperatura de las sales.

Tabla 3.1. Características de las sales de nitrato empleadas en aplicaciones solares [17]

Propiedad	Solar Salt	Hitec	Hitec XL
Composición (%)			
NaNO ₃	60	7	7
KaNO ₃	40	53	45
NaNO ₂	-	40	-
Ca(NO ₃) ₂	-	-	48
Punto de congelación (°C)	220	142	120
Tª máxima de trabajo (°C)	600	535	500
Densidad a 300 °C (kg/m³)	1.899	1.640	1.992
Viscosidad a 300 °C (mPa*s)	3,26	3,16	6,37
Calor específico a 300 °C (kJ/kg*K)	1,495	1,56	1,447

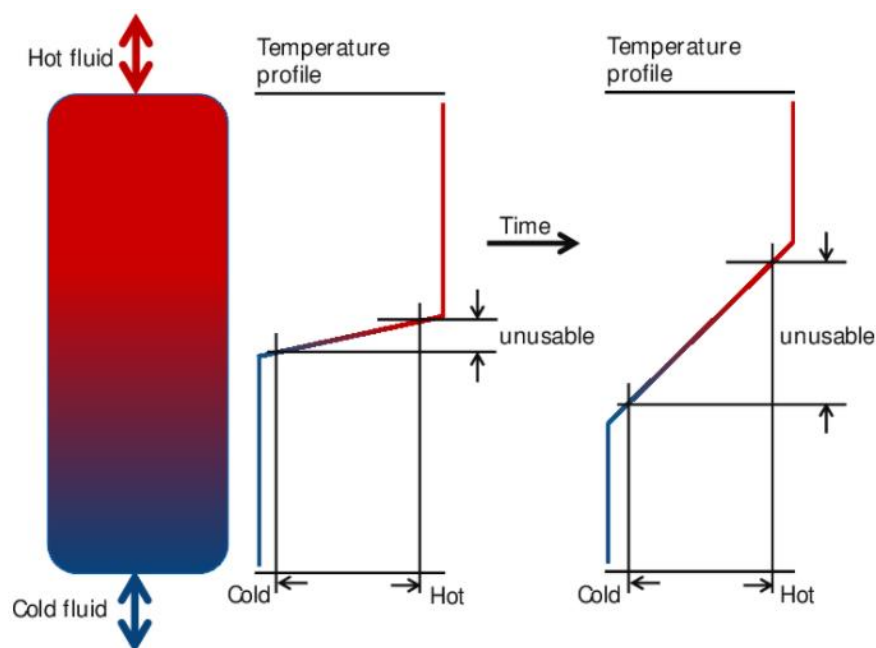


Figura 3.15. Tanque termoclina con la evolución de su perfil de temperatura [40]

4. Emplazamiento de la Planta

4.1 Introducción

El emplazamiento óptimo de cualquier instalación dependerá de todos aquellos factores relativos a su ubicación que influyan sobre la actividad que se desarrolle en dicha instalación. Por lo que en el caso del tema tratado en este estudio, una planta que desarrolla un ciclo de potencia híbrido termosolar más biomasa, los dos principales factores son: el **nivel de irradiación solar** y la **energía disponible de biomasa**. Además, también hay que tener en cuenta una serie de condiciones comunes a otros tipos de plantas que son necesarias que cumplan el emplazamiento seleccionado. Algunas de estas condiciones adicionales son [41]:

- **Pendiente del terreno.** En una planta convencional la pendiente necesaria para facilitar el drenaje del agua en caso de lluvia se realiza mediante movimientos de tierras. En el caso concreto de una planta termosolar, debido a la gran extensión que puede llegar a abarcar el campo solar, los costes asociados al movimiento de tierras pueden ser excesivos, por lo que la pendiente del terreno es un factor muy importante a tener en cuenta. La pendiente suele ser de entre un 0,75 y un 3 % [39], [42].
- **Disponibilidad de agua.** El agua es el principal fluido refrigerante de los distintos equipos que forman parte de la central, por lo que es necesario que exista una fuente lo suficientemente grande que cubra sus necesidades.
- **Vías de comunicación.** Unas redes de transporte adecuadas facilitan el desplazamiento de las personas y los bienes entre la central y sus alrededores. Especialmente importante para el traslado de la biomasa.
- **Infraestructura eléctrica.** Si el ciclo de potencia de la planta tiene como finalidad la generación de energía eléctrica es importante que exista unas buenas redes eléctricas que permitan su transporte, evitando así inversiones iniciales en su construcción.

La **Figura 4.1** muestra un mapa de zonas de exclusión elaborado por el CIEMAT. En él se muestran las zonas aptas de España (a excepción de las Islas Canarias, Ceuta y Melilla) donde situar una planta termosolar para una pendiente máxima del terreno del 2 %.

En una planta termosolar hibridada con biomasa podría plantearse inicialmente la pregunta cuál de los dos fuentes de energía tendría mayor peso en la producción de trabajo, y dado que además el aprovechamiento de los recursos energéticos está limitado al entorno más próximo a la planta, se hace necesario entonces cuantificar la energía disponible por cada tipo de recurso por unidad de superficie. La magnitud que determina la energía por unidad de superficie se llama **densidad energética superficial** o **ratio energético** (R_E), definiéndose de la siguiente forma [43]:

$$R_E = \frac{\text{Energía disponible}}{\text{Área de acción}}$$



Figura 4.1. Mapa de España de zonas de exclusión para una pendiente del 2 % [44]

La **Figura 4.2** muestra el rango de valores que toma el ratio energético solar en España. En ella se puede observar claramente la variación de la radiación solar con la latitud, siendo tanto mayor cuanto más al sur. En consecuencia las provincias españolas más atractivas para situar una planta termosolar son Badajoz, Ciudad Real, Albacete, Alicante y las comunidades autónomas de Murcia y Andalucía.

Ahora se compararán los valores del ratio energético solar con los valores del ratio energético de la biomasa, tal como se muestra en la **Figura 4.3**.

Hay que tener en cuenta dos consideraciones antes de comparar ambos ratios energéticos:

- 1) El área de acción del recurso solar y de la biomasa no son el mismo para una misma planta. Mientras que para el recurso solar el área útil está determinada por la superficie de captación de los lazos, para la biomasa se establece una distancia máxima alrededor de la planta para la cual se considera rentable su recogida (**radio de recolección** [45]). Por tanto, el ratio de radiación solar para una planta con un radio de recolección establecido es menor que el que le correspondería según la **Figura 4.2**.
- 2) En el momento actual de este trabajo no se ha establecido qué tipo de biomasa se usará para la planta en estudio, por lo que el ratio energético de la biomasa que finalmente se use no tiene porqué coincidir exactamente con los valores mostrados en la **Figura 4.3** por estar referidos a biomasa forestal.

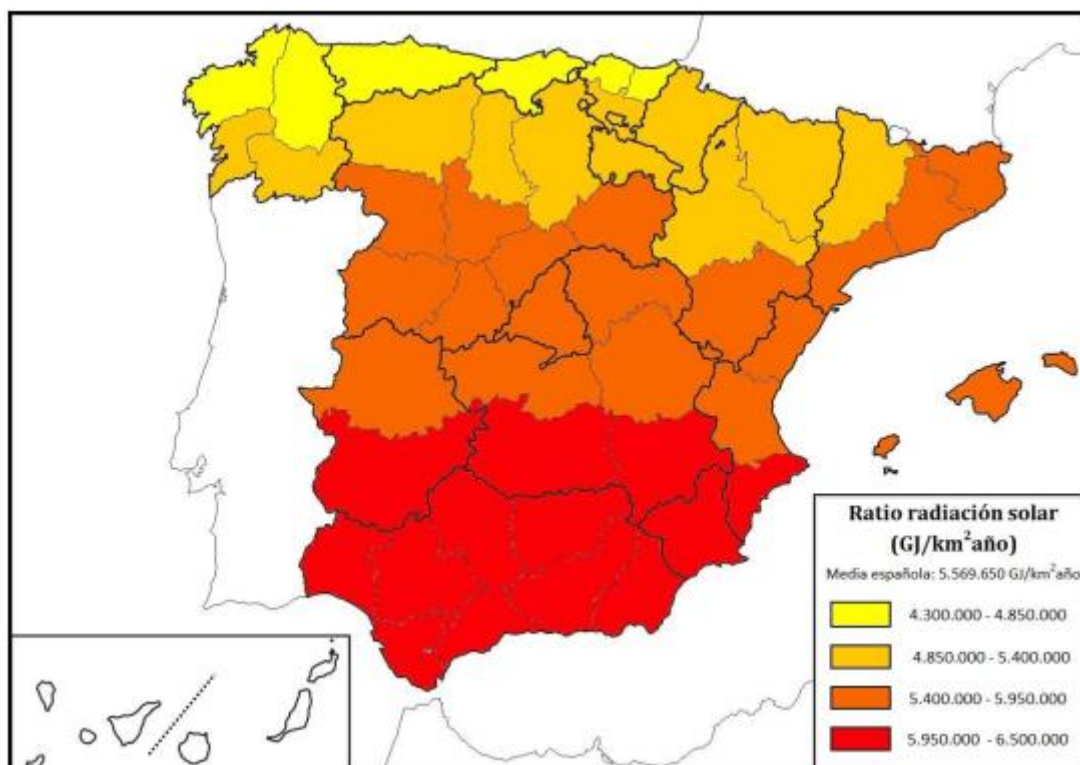


Figura 4.2. Ratio energético solar en España [43]

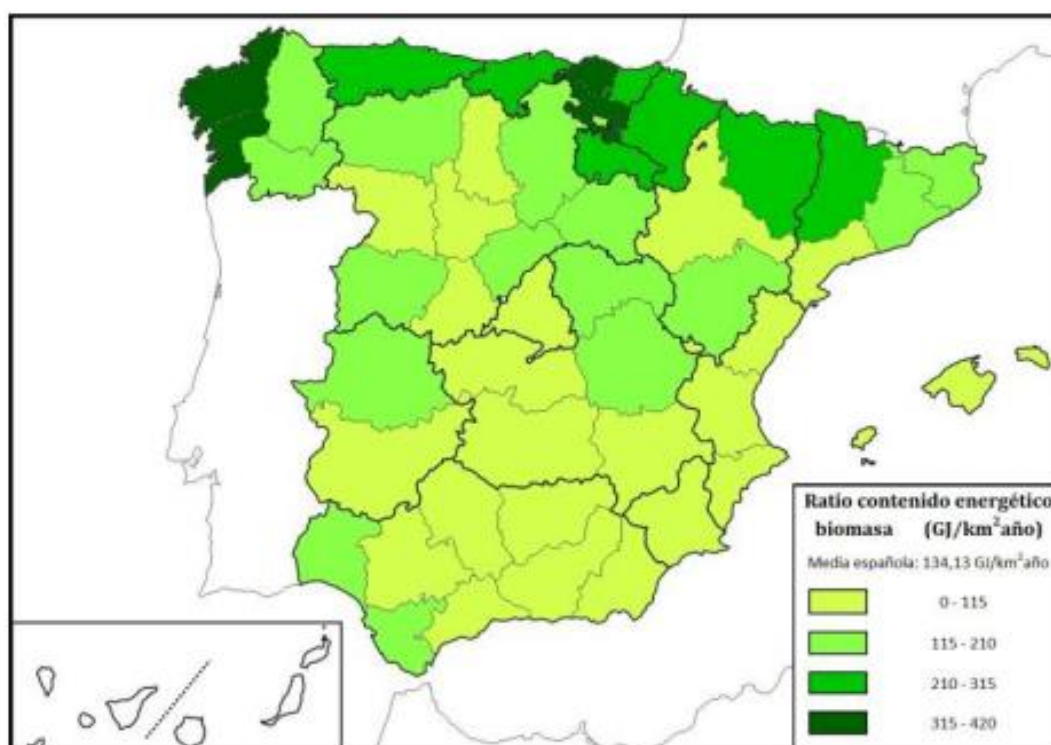


Figura 4.3. Ratio energético de la biomasa forestal en España [43]

A pesar de las dos consideraciones expuestas, observando las dos figuras anteriores se puede extraer la siguiente conclusión general: la irradiación solar tiene un peso energético mucho mayor. Basta con ver que el ratio solar es del orden de 10.000 veces mayor que el ratio energético de la biomasa. Por lo que aunque en estos momentos del trabajo no se sabe qué porcentaje de la potencia desarrollada por la planta será de origen solar, si se presupone un mayor peso energético para la biomasa, es de esperar que la potencia que desarrolle la planta sea menor que si inicialmente se supone un mayor peso para la termosolar.

Esta idea aparece representada gráficamente en la **Figura 4.4**, en la que se observa que el mapa del recurso híbrido (solar + biomasa) coincide prácticamente con el mapa de irradiación solar de la **Figura 4.2**. Se concluye entonces que una región adecuada para la construcción de este tipo de plantas es Andalucía.

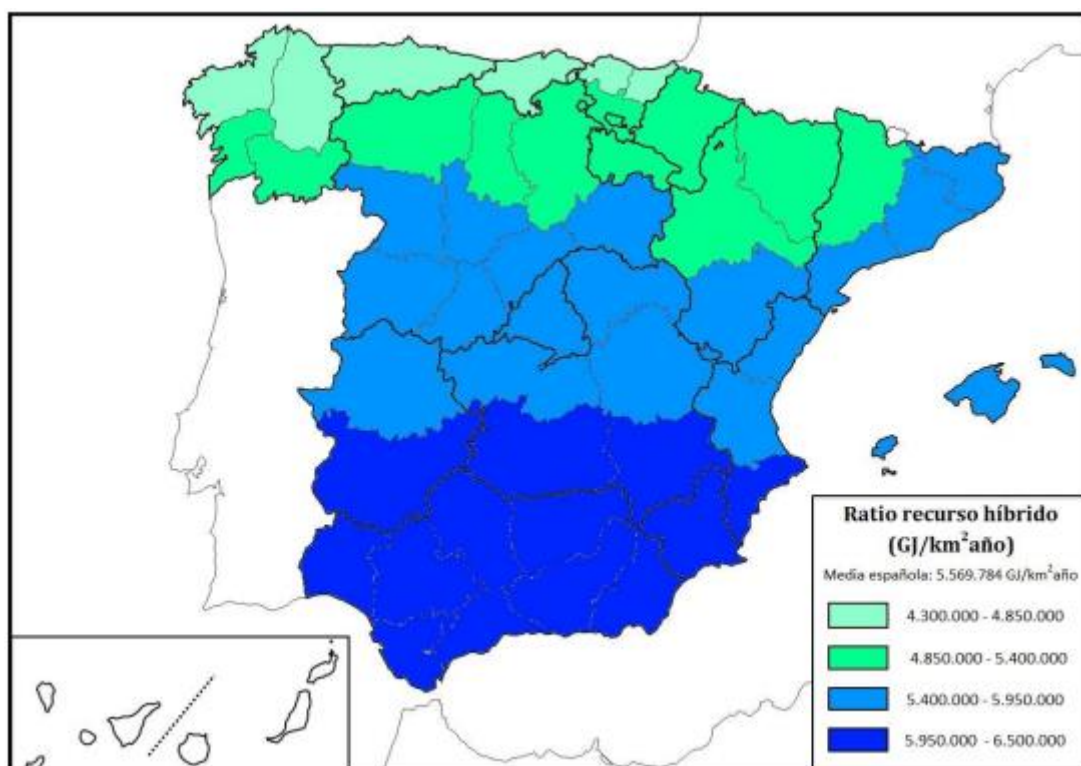


Figura 4.4. Ratio energético híbrido (solar + biomasa) en España [43]

4.2 Tipo de Biomasa Empleada

Antes de estudiar las posibles ubicaciones de la planta en Andalucía es necesario clasificar y cuantificar las distintas fuentes de biomasa existentes en esta comunidad autónoma. Para ello se tomará la clasificación realizada por la *Agencia Andaluza de la Energía*, tal como se realizó en el **capítulo 2**, por la cual la biomasa se distribuye en seis categorías distintas.

El estudio se va a centrar en los residuos agrícolas. Los motivos para descartar el resto de tipos de biomasa son los siguientes:

- **Residuos ganaderos.** Su uso energético suele estar limitado a la producción de biogás mediante su digestión anaerobia debido a la elevada humedad que presentan [6], además de poseer el menor potencial energético de los distintos tipos de biomasa.
- **Residuos forestales.** Poseen un bajo potencial energético en comparación con el resto de tipos de biomasa, además de tener una humedad de entre el 40 y el 60 % (en base húmeda) [6], requiriendo un mayor proceso de acondicionamiento previo a su combustión [46].
- **Residuos urbanos.** Al igual que los residuos ganaderos, su uso energético suele estar limitado a la producción de biogás [6]. Son los tipos de residuos más heterogéneos que existen, siendo la homogeneidad una de las principales características que debe poseer un combustible. Si se tiene en cuenta además que se trata del tipo de residuos con una mayor composición en cloro, el cual puede provoca graves problemas de corrosión y escorificación en las calderas [46], su uso como combustible queda inmediatamente descartado.
- **Cultivos energéticos.** Presentan las mejores propiedades para su uso como combustible de entre todos los tipos de biomasa, pero debido precisamente a que no son residuos que necesiten ser gestionados, se tratan también de la biomasa de mayor coste. Además de que no existen datos de producción de los mismos debido a que su implantación en Andalucía es anecdótica [47].
- **Residuos industriales.** Presentan una gran heterogeneidad debido a la variedad de industrias que existen, por lo que para su aprovechamiento como combustible es necesario que exista al menos un tipo con el suficiente potencial energético, tal como ocurre con los residuos del olivar en la provincia de Jaén. Su contribución es considerablemente menor que la correspondiente a los residuos agrícolas [48], [49].

Aparte de las razones expuestas anteriormente, el ratio energético de todos estos residuos es, en general, notablemente inferior que el correspondiente a los residuos agrícolas [48], por lo que resultan menos rentables.

4.3 Ubicación de la Planta

Como último paso previo antes de analizar las posibles ubicaciones de la central es necesario establecer un valor del radio de recolección, que tal y como se ha comentado anteriormente, es la distancia máxima alrededor de la planta para la cual se considera rentable la recogida de la biomasa. Se tomará el mismo valor que el establecido en [41]: 25 km. Por lo que una vez decididos el radio de recolección y el tipo de biomasa, el criterio para la elección de un emplazamiento frente a otro será aquel con una mayor cantidad de energía disponible.

El análisis de las posibles ubicaciones se empieza hallando aquellas zonas con mayor potencial, es decir, aquellas con un mayor ratio energético. La **Figura 4.5** muestra el ratio energético del conjunto de residuos agrícolas en Andalucía, señalándose en color verde las zonas de mayor potencial del territorio elegido. Se van a estudiar todas estas zonas.

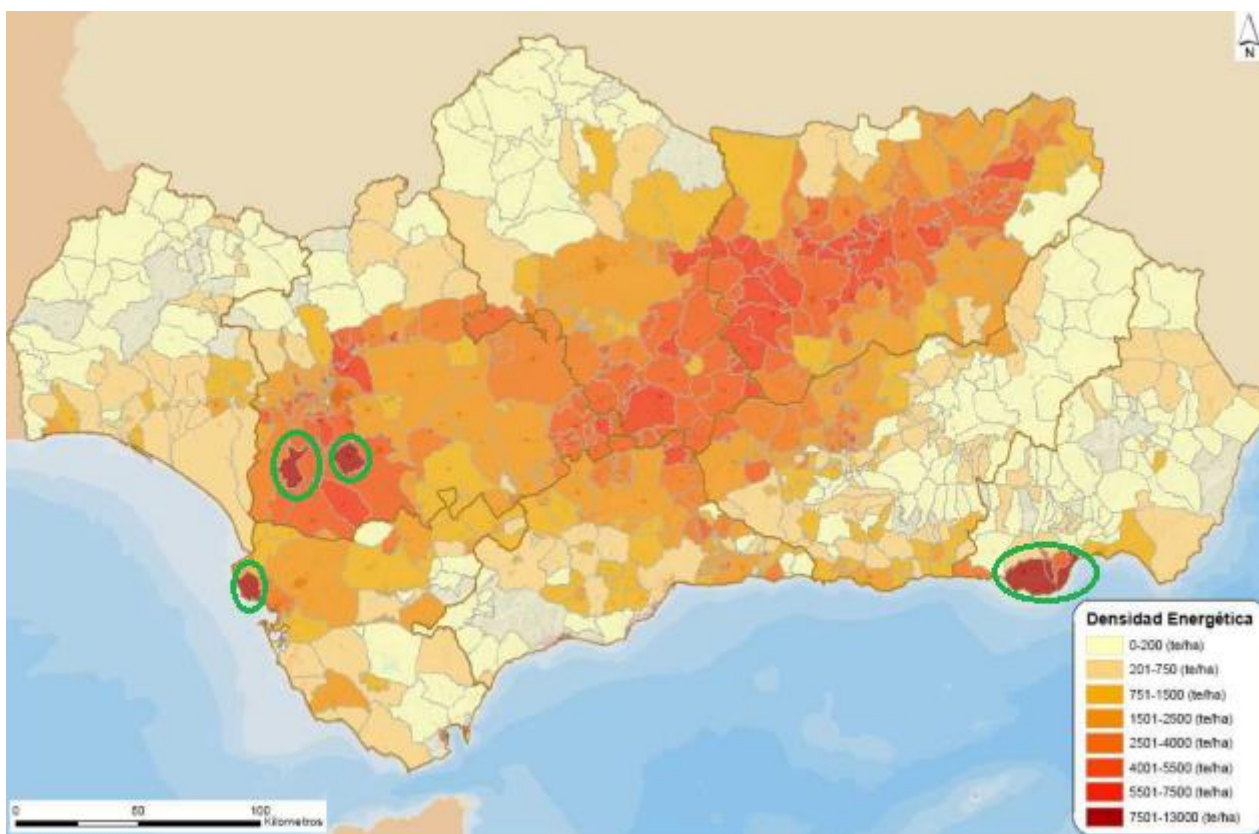


Figura 4.5. Densidad energética superficial de los residuos agrícolas en Andaluc   [48]

4.3.1 Cádiz

Gracias a la **Figura 4.6** se identifica la comarca de la zona señalada en color verde (la correspondiente al municipio de Rota), así como los núcleos urbanos alrededor de ella y la energía potencial correspondientes a los mismos [49]. Es importante destacar que los valores de potencial energético por municipio y tipo de residuo suministrados se han estimado sin tener en cuenta la evaporación del agua que lleva la propia biomasa (humedad), por tanto, dado que en principio no se dispone de un sistema de secado, es necesario restar dicha energía de evaporación a la dada. Los datos necesarios de los distintos tipos de residuos vienen dados en la **Tabla 4.1**, que junto con las siguientes ecuaciones (ya mostradas en el **capítulo 2**) permiten calcular la energía disponible real:

$$PCI_H = (1 - \omega_H) \cdot PCI_S - \omega_H \cdot 2.449$$

$$E_{biomasa} = m_{biomasa} \cdot PCI_H$$

Tras algunos cálculos de las distancias existentes entre los distintos pueblos se comprueba que la ubicación que permite disponer de una mayor cantidad de energía de biomasa sin sobrepasar la distancia impuesta de 25 km es El Puerto de Santa María [50]. La **Tabla 4.2** muestra para cada municipio dentro del radio de acción la cantidad de residuos agrícolas producidos anualmente y su energía potencial real disponible. La última columna de la tabla representa la suma de las cantidades o energías potenciales para el total de municipios, marcándose en negrita el valor total de energía potencial para la zona de Cádiz.



Figura 4.6. Zona potencial de residuos agrícolas en Cádiz [51]

Tabla 4.1. Poder calorífico y humedad de diversos residuos agrícolas [47]

Cultivo	PCIs [kcal/kg]	ω_H (%)
Algodón	4.000	25
Girasol	3.500	17
Tomate	3.000	35
Invernaderos	3.000	60
Olivar	4.300	26
Vid	4.100	40
Tropical	4.100	40
Cítrico	4.049	50
Frutal	4.100	50
Arroz	3.500	20

4.3.2 Sevilla

De una forma similar a la realizada para la zona potencial de Cádiz se procede con las dos zonas de Sevilla. En este caso para la zona situada más al oeste se comprueba que la ubicación que permite disponer de una mayor cantidad de energía de biomasa sin sobrepasar el límite de 25 km es La Puebla del Río, mientras que para la zona situada más al este la ubicación óptima es Los Palacios y Villafranca. Las **Tablas 4.3** y **4.4** dan la información explicada anteriormente para estas dos zonas.

4.3.3 Almería

La mejor ubicación posible para la zona de Almería es Vúcar. La información relativa a este emplazamiento se muestra en la **Tabla 4.5**.

Tabla 4.2. Distribución de los residuos agrícolas en la zona potencial de Cádiz [49]

MUNICIPIO	El Puerto de Sta María	Jerez de la Fra	Rota	Sanlúcar de Bda	Puerto Real	Total por municipios
MWh FRUTAL	0,00	1.263,40	0,00	0,00	0,00	1.263,40
TONELADAS FRUTAL	0,00	618,58	0,00	0,00	0,00	618,58
MWh VID	410,67	25.844,67	888,92	4.368,53	863,27	32.376,06
TONELADAS VID	158,74	9.990,38	343,62	1.688,68	333,70	12.515,12
MWh OLIVAR	0,00	1.599,15	0,00	0,00	0,00	1.599,15
TONELADAS OLIVAR	0,00	454,14	0,00	0,00	0,00	454,14
MWh TOMATE	1.649,03	5.013,15	1.012,28	2.036,36	4,04	9.714,85
TONELADAS TOMATE	813,04	2.471,68	499,09	1.004,01	1,99	4.789,80
MWh ALGODÓN	44.121,94	117.891,62	114.476,31	4.718,48	6.759,27	287.967,62
TONELADAS ALGODÓN	13.303,38	35.545,96	34.516,19	1.422,69	2.038,01	86.826,23
MWh GIRASOL	6.715,66	83.832,95	4.158,98	7.188,87	8.733,65	110.630,11
TONELADAS GIRASOL	2.059,63	25.710,83	1.275,52	2.204,76	2.678,53	33.929,28
TOTAL MWh MUNICIPIOS	52.897,29	235.444,94	120.536,49	18.312,25	16.360,22	443.551,19
TOTAL TONELADAS MUNICIPIO	16.334,79	74.791,56	36.634,43	6.320,14	5.052,24	139.133,15

Tabla 4.3. Distribución de los residuos agrícolas en la zona potencial oeste de Sevilla [49]

MUNICIPIO	La Puebla del Río	Coria del Río	Almensilla	Palomares del Río	Bollullos de la Mitación
MWh CITRICOS	0,00	435,77	0,00	25,21	0,00
TONELADAS CITRICOS	0,00	216,50	0,00	12,53	0,00
MWh FRUTAL	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
TONELADAS FRUTAL	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
MWh VID	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
TONELADAS VID	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
MWh OLIVAR	969,81	1.212,53	5.953,77	590,88	21.587,96
TONELADAS OLIVAR	275,41	344,34	1.690,78	167,80	6.130,65
MWh TOMATE	655,94	65,01	3,13	24,59	0,00
TONELADAS TOMATE	323,41	32,05	1,54	12,12	0,00
MWh ALGODÓN	15.599,20	32.968,02	49,82	5.188,72	0,02
TONELADAS ALGODÓN	4.703,38	9.940,31	15,02	1.564,47	0,01
MWh GIRASOL	2.731,95	4.885,66	328,53	1.038,40	1.949,09
TONELADAS GIRASOL	837,86	1.498,39	100,76	318,47	597,77
MWh ARROZ	189.886,50	379,20	0,00	0,00	0,00
TONELADAS ARROZ	60.896,84	121,61	0,00	0,00	0,00
TOTAL MWh MUNICIPIOS	209.843,40	39.946,17	6.335,25	6.867,80	23.537,07
TOTAL TONELADAS MUNICIPIO	67.036,90	12.153,20	1.808,10	2.075,39	6.728,42

Tabla 4.3 (continuación)

MUNICIPIO	Gelves	Mairena del Aljarafe	Tomares	Bormujos	Umbrete
MWh CITRICOS	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
TONELADAS CITRICOS	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
MWh FRUTAL	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
TONELADAS FRUTAL	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
MWh VID	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
TONELADAS VID	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
MWh OLIVAR	962,76	4.147,44	886,94	4.845,72	5.677,26
TONELADAS OLIVAR	273,41	1.177,81	251,88	1.376,11	1.612,25
MWh TOMATE	12,02	0,00	0,00	0,00	0,00
TONELADAS TOMATE	5,93	0,00	0,00	0,00	0,00
MWh ALGODÓN	1.235,70	7,07	0,00	0,00	0,00
TONELADAS ALGODÓN	372,58	2,13	0,00	0,00	0,00
MWh GIRASOL	172,65	473,88	0,00	0,00	0,00
TONELADAS GIRASOL	52,95	145,33	0,00	0,00	0,00
MWh ARROZ	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
TONELADAS ARROZ	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
TOTAL MWh MUNICIPIOS	2.383,14	4.628,38	886,94	4.845,72	5.677,26
TOTAL TONELADAS MUNICIPIO	704,87	1.325,27	251,88	1.376,11	1.612,25

Tabla 4.3 (continuación)

MUNICIPIO	Camas	Sevilla	Santiponce	Isla Mayor	Aznalcázar	Total por municipios
MWh CITRICOS	0,00	499,68	288,45	0,00	750,20	1.999,31
TONELADAS CITRICOS	0,00	248,26	143,31	0,00	372,72	993,31
MWh FRUTAL	0,00	0,00	0,00	0,00	426,92	426,92
TONELADAS FRUTAL	0,00	0,00	0,00	0,00	209,02	209,02
MWh VID	0,00	0,00	0,00	0,00	102,56	102,56
TONELADAS VID	0,00	0,00	0,00	0,00	39,65	39,65
MWh OLIVAR	848,71	268,91	0,00	0,00	15.062,61	63.015,29
TONELADAS OLIVAR	241,02	76,37	0,00	0,00	4.277,55	17.895,37
MWh TOMATE	11,29	66,75	14,72	0,00	116,10	969,54
TONELADAS TOMATE	5,56	32,91	7,26	0,00	57,24	478,02
MWh ALGODÓN	876,28	38.339,62	4.186,79	9,66	42.421,09	140.881,97
TONELADAS ALGODÓN	264,21	11.559,93	1.262,37	2,91	12.790,55	42.477,87
MWh GIRASOL	210,56	4.580,13	477,38	33,64	11.592,84	28.474,69
TONELADAS GIRASOL	64,58	1.404,68	146,41	10,32	3.555,42	8.732,94
MWh ARROZ	0,00	0,00	0,00	112.310,73	58.821,89	361.398,32
TONELADAS ARROZ	0,00	0,00	0,00	36.018,19	18.864,25	115.900,90
TOTAL MWh MUNICIPIOS	1.946,83	43.755,08	4.967,33	112.354,03	129.294,20	597.268,61
TOTAL TONELADAS MUNICIPIO	575,37	13.322,14	1.559,35	36.031,42	40.166,40	186.727,07

Tabla 4.4. Distribución de los residuos agrícolas en la zona potencial este de Sevilla [49]

MUNICIPIO	Los Palacios y Villafranca	Las Cabezas de San Juan	Utrera	Dos Hermanas	Los Molares	Total por municipios
MWh CITRICOS	0,00	0,00	0,00	886,66	0,00	886,66
TONELADAS CITRICOS	0,00	0,00	0,00	440,51	0,00	440,51
MWh FRUTAL	559,37	0,00	0,00	0,00	0,00	559,37
TONELADAS FRUTAL	273,87	0,00	0,00	0,00	0,00	273,88
MWh VID	2.241,28	0,00	2.389,18	0,00	0,00	4.630,46
TONELADAS VID	866,38	0,00	923,55	0,00	0,00	1.789,93
MWh OLIVAR	2,77	0,00	27.612,53	6.341,49	0,00	33.956,79
TONELADAS OLIVAR	0,79	0,00	7.841,53	1.800,88	0,00	9.643,20
MWh TOMATE	1.380,79	439,04	360,87	1.254,84	4,04	3.439,58
TONELADAS TOMATE	680,79	216,46	177,92	618,68	1,99	1.695,85
MWh ALGODÓN	91.022,45	118.342,04	166.756,88	62.475,16	6.759,27	445.355,81
TONELADAS ALGODÓN	27.444,53	35.681,76	50.279,51	18.837,13	2.038,01	134.280,95
MWh GIRASOL	6.078,65	23.111,52	85.402,75	11.834,34	1.690,16	128.117,42
TONELADAS GIRASOL	1.864,27	7.088,10	26.192,27	3.629,49	518,36	39.292,49
MWh ARROZ	9.537,66	31.043,41	41.376,52	2.981,90	0,00	84.939,49
TONELADAS ARROZ	3.058,74	9.955,66	13.269,50	956,30	0,00	27.240,20
TOTAL MWh MUNICIPIOS	110.822,97	172.936,01	323.898,73	85.774,40	8.453,47	701.885,57
TOTAL TONELADAS MUNICIPIO	34.189,36	52.941,99	98.684,29	26.283,00	2.558,36	214.657,00

Tabla 4.5. Distribución de los residuos agrícolas en la zona potencial de Almería [49]

MUNICIPIO	Vícar	El Ejido	Roquetas de Mar	Almería	La Mojónera	Total por municipios
MWh CÍTRICOS	0,00	0,00	0,00	139,28	0,00	139,28
TONELADAS CITRICOS	0,00	0,00	0,00	69,20	0,00	69,20
MWh FRUTAL	3,26	0,00	0,00	0,00	0,00	3,26
TONELADAS FRUTAL	1,60	0,00	0,00	0,00	0,00	1,60
MWh INVERNADEROS	28.620,86	204.336,53	37.836,67	34.761,30	21.754,11	327.309,46
TONELADAS INVERNADEROS	29.012,53	207.132,82	38.354,45	35.237,00	22.051,80	331.788,60
TOTAL MWh MUNICIPIOS	28.624,12	204.336,53	37.836,67	34.900,58	21.754,11	327.451,99
TOTAL TONELADAS MUNICIPIO	29.014,13	207.132,82	38.354,45	35.306,19	22.051,80	331.859,39

4.3.4 Elección Final

Otro aspecto importante a conocer antes de finalmente elegir el emplazamiento de la planta es la distribución de los residuos, es decir, debe saberse si la mayor parte de la energía disponible está concentrada en unos pocos tipos de residuos o si por el contrario existe una mayor uniformidad energética entre los mismos. Esto es importante porque dadas dos biomásas distintas, estas pueden requerir un distinto pretratamiento antes de su combustión y una mejor homogeneización del combustible para que a la caldera le llegue siempre en las mismas condiciones.

Para conocer esto se muestran los gráficos de energía anual disponible por tipo de cultivo para las cuatro ubicaciones posibles (**Figuras 4.7, 4.8, 4.9 y 4.10**). A la vista de estos resultados se concluye que, a excepción de la zona de Almería, en todas las posibles ubicaciones la práctica totalidad de la energía potencial está concentrada en tres o cuatro tipos de residuos agrícolas, por lo que el emplazamiento elegido será el que posea mayor cantidad de energía: Los Palacios y Villafranca.

Podría plantearse la zona de Almería como zona óptima desde el punto de vista de la homogeneidad del combustible por ocupar los residuos procedentes de invernaderos casi el 100 % de toda la energía potencial. Pero desde este punto de vista también es mejor la ubicación de Sevilla este, ya que los residuos de algodón poseen una mayor energía potencial que los de invernaderos de Almería. Por tanto, la elección final será Los Palacios y Villafranca.

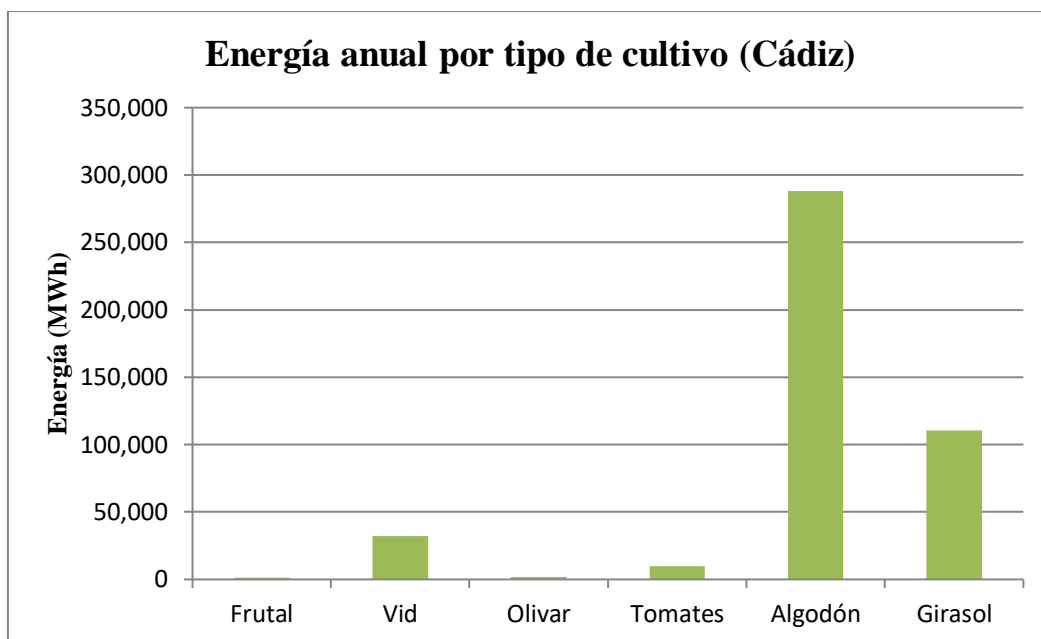


Figura 4.7. Peso energético por tipo de cultivo en la zona potencial de Cádiz

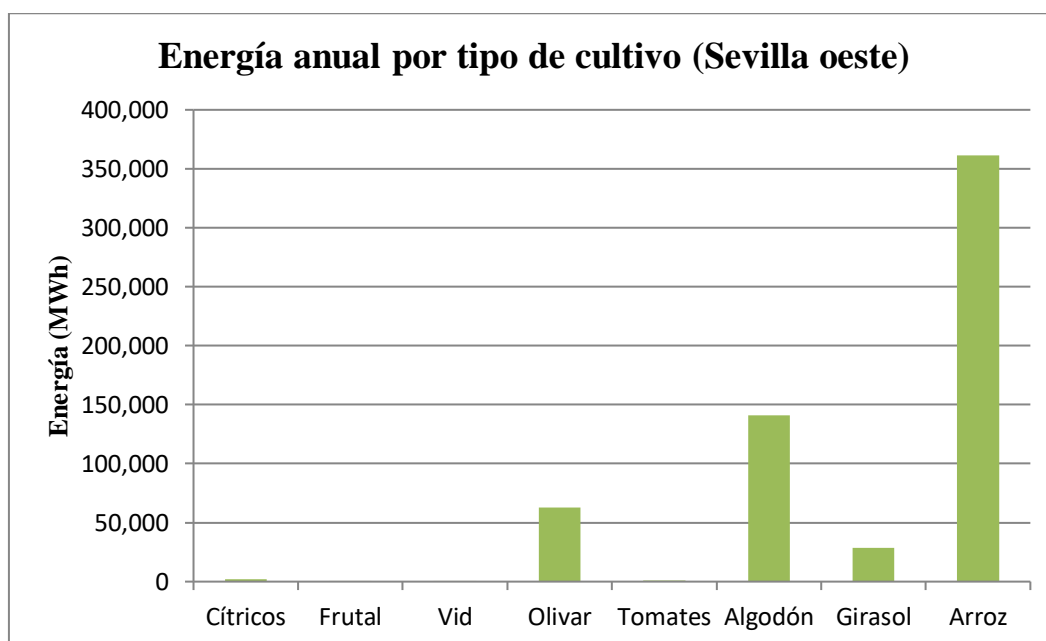


Figura 4.8. Peso energético por tipo de cultivo en la zona potencial oeste de Sevilla

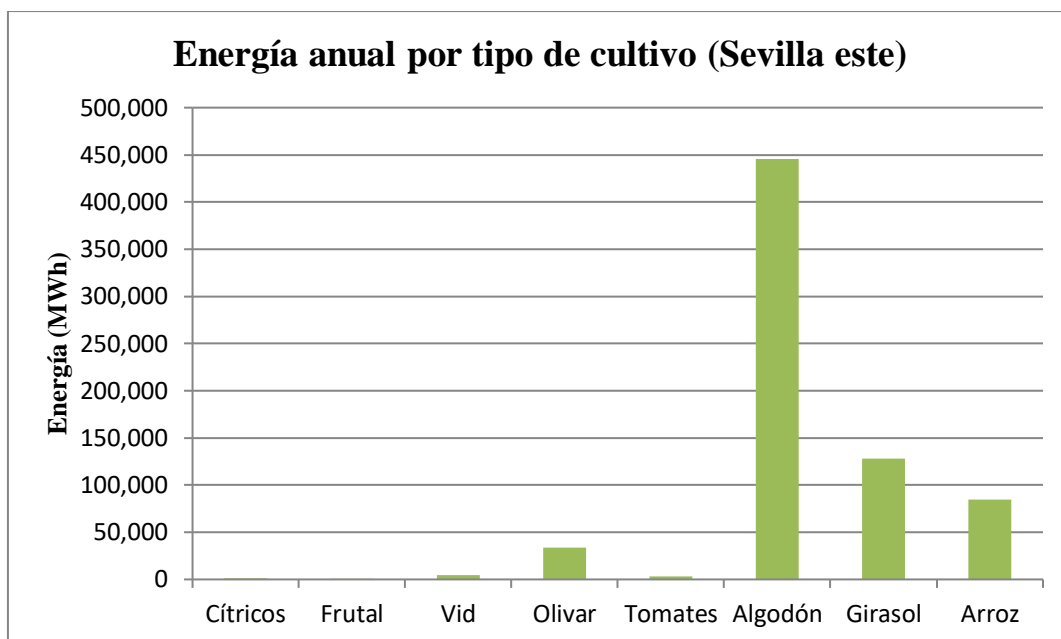


Figura 4.9. Peso energético por tipo de cultivo en la zona potencial este de Sevilla

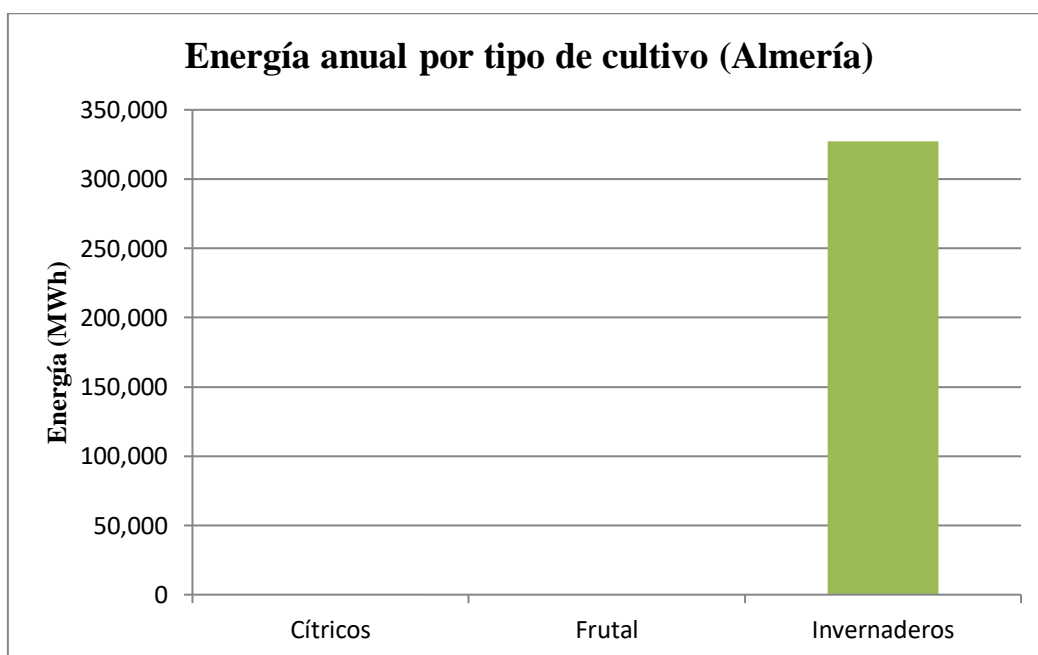


Figura 4.10. Peso energético por tipo de cultivo en la zona potencial de Almería

5. Caracterización de la Biomasa Empleada

5.1 Selección del Combustible

El combustible elegido para la planta será la mezcla de residuos agrícolas formada por algodón, girasol y arroz, porque tal y como se pudo observar en la **Figura 4.9** son los que poseen un mayor potencial energético para su aprovechamiento, y además en la misma proporción a la que se producen: 66,9 % algodón, 19,6 % girasol y 13,6 % arroz, tal y como se muestra en la **Figura 5.1**. El motivo para descartar los residuos del olivar es que al tratarse de un residuo leñoso requiere de un mayor pretratamiento, a diferencia de los otros tres que son residuos herbáceos¹, por lo que para la poca energía que aportan en comparación con los otros se ha considerado que suponen más una complicación que un beneficio su aprovechamiento [7].

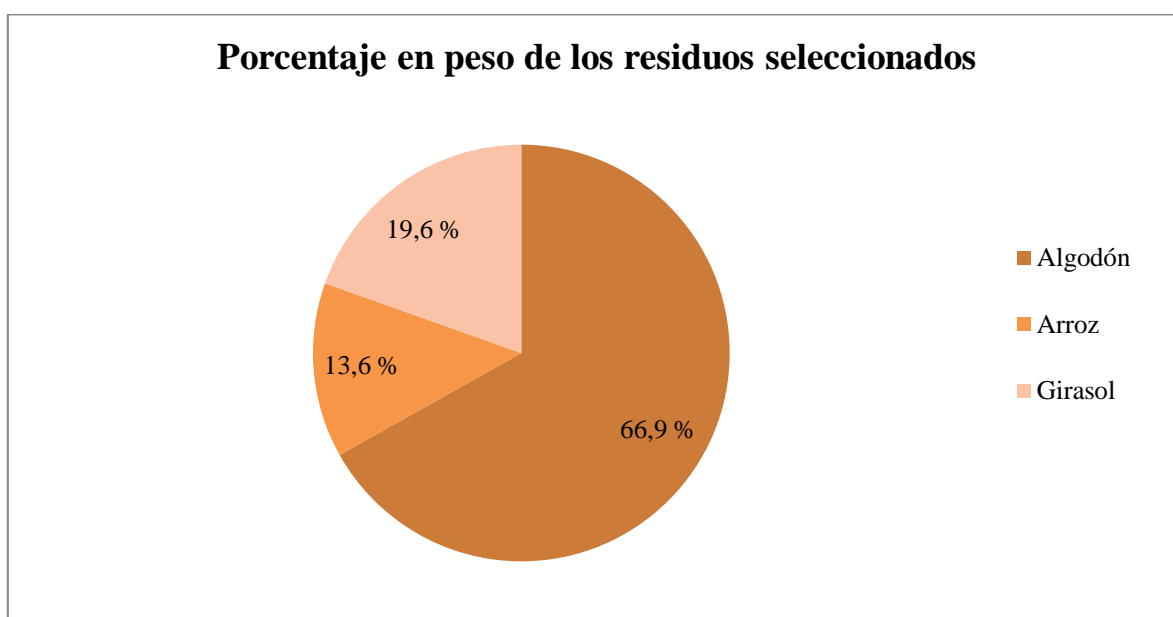


Figura 5.1. Porcentaje en peso de la producción anual de los residuos seleccionados como combustible

Otro detalle importante a tener en cuenta es que no toda la biomasa potencial a la que hasta ahora se ha hecho referencia estará realmente disponible, ya que una parte de esta debe permanecer en el suelo para evitar su erosión y mantener los nutrientes, además de presentar otros posibles usos tales como alimentación animal o como combustible para el calentamiento de agua sanitaria. Es por esto por lo que se define el llamado **factor de disponibilidad (FD)** [43], [45]:

$$FD (\%) = \frac{Biomasa\ disponible}{Biomasa\ potencial} \cdot 100$$

¹ Estrictamente hablando, los residuos de algodón no son herbáceos, sino **leñosos finos**. Pero tal y cómo se verá a continuación (**apartado 5.2**), el pretratamiento de este tipo de biomasa es más similar al de la biomasa herbácea que al de la biomasa **leñosa gruesa**, motivo por el cual se considera conjuntamente con los residuos de arroz y girasol [74].

El factor de disponibilidad depende en gran medida del tipo de biomasa y de la región de la que se obtenga. En este estudio se va a considerar el valor predeterminado por [45]: 50 %, es decir, se considerará disponible la mitad de la biomasa potencial.

Por tanto, la cantidad de biomasa anual disponible para la planta será:

$$m_D = (m_{Algodón} + m_{Girasol} + m_{Arroz}) \cdot FD = (134.281 + 39.292 + 27.240) \cdot 0,5 = 100.407 \text{ t}$$

Igualmente la cantidad de energía disponible será:

$$E_D = (E_{P_{Algodón}} + E_{P_{Girasol}} + E_{P_{Arroz}}) \cdot FD = (445.356 + 128.117 + 84.939) \cdot 0,5 = 329.206 \text{ MWh}$$

5.2 Pretratamiento de la Biomasa

A menudo la biomasa que se pretende usar como combustible no es introducida directamente en la caldera por motivos técnicos o económicos. Motivos técnicos tales como la granulometría para una caldera de pulverizadores, en la cual es necesario que la biomasa sea introducida con unas dimensiones determinadas. Y motivos económicos como por ejemplo la humedad, ya que a mayor humedad, mayor energía de la combustión empleado en evaporar el agua que contiene la biomasa en vez de calentar los humos. Debido a estas razones a la biomasa se le suele aplicar un pretratamiento antes de su entrada a la caldera [7].

Igualmente, hay que tener en cuenta que la ejecución de todos estos procesos necesita de una mayor cantidad de equipos y de mano de obra, con todos los costes asociados que ello conlleva, por lo que llevarlos a cabo solo se justifica en aquella biomasa que por sus propiedades y por las características de la caldera es necesario que se realicen [7].

Según el objetivo principal de este pretratamiento se distinguen tres tipos: **secado**, **reducción granulométrica** y **densificación**. Los primeros tienen por objeto la disminución de la humedad del combustible, los segundos persiguen una reducción de las dimensiones de la biomasa, y los terceros pretenden conseguir un aumento de la densidad de la misma. Dentro del grupo de procesos de reducción granulométrica se distinguen los siguientes: **troceado**, **astillado**, **cribado** y **molienda**, mientras que los procesos de densificación son: **empacado**, **briquetado** y **peletizado**. Un esquema de los procesos mencionados se muestra en la siguiente figura (**Figura 5.2**) [7], [52].

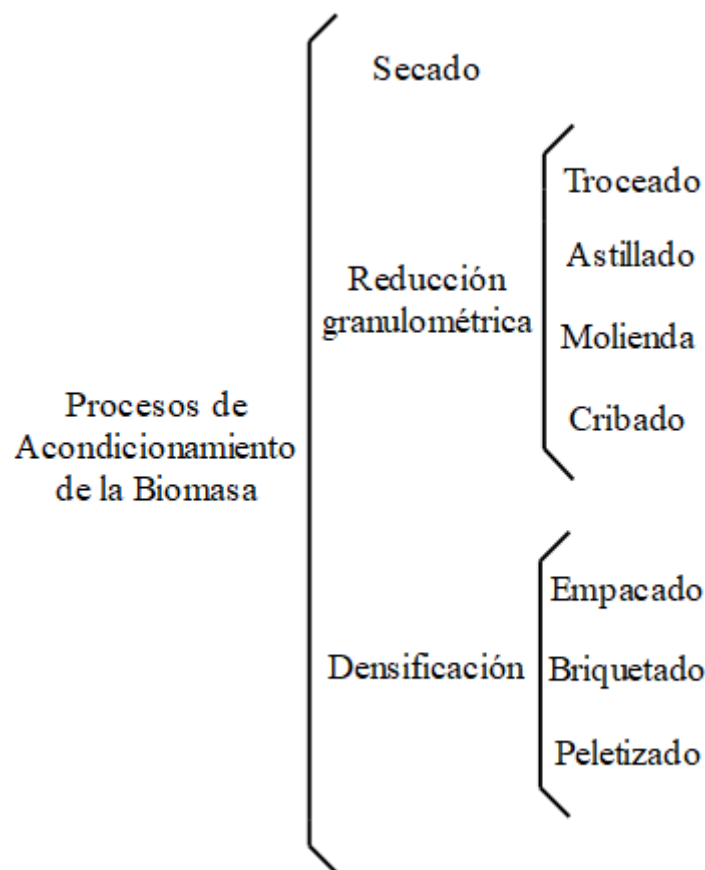


Figura 5.2. Esquema de procesos de pretratamiento de la biomasa

5.2.1 Secado

Consiste en reducir la humedad existente en la biomasa. Esto permite, tal como se dijo antes, un mayor aprovechamiento de la energía liberada durante la combustión, al mismo tiempo que evita un posible apelmazamiento de la biomasa durante su transporte desde la zona de almacenaje hasta la caldera. Según la forma de realizarse se distinguen dos tipos principales de secado [7], [52]:

- **Secado natural.** Es aquel en el que el agua contenida en la biomasa es cedida al aire ambiental (**agente secante**) mediante el proceso de evaporación natural, cuya rapidez y grado mínimo de humedad que se puede alcanzar depende de las condiciones climáticas. A mayor temperatura media, menor humedad relativa y mayor velocidad del aire en el lugar donde se realice, mayor efectividad del proceso. Suele llevarse a cabo en pilas de biomasa de forma cónica y de entre 3 y 15 metros de altura, siendo especialmente importante que se controle el riesgo de autocombustión.
- **Secado forzado.** Si se dispone de una fuente de calor adecuada, es la forma más rápida y efectiva de eliminar la humedad contenida en la biomasa. Según la forma de realizar la transferencia de calor se distinguen los **secadores directos** e **indirectos**. Los primeros, y más habituales, ponen en contacto el agente secante con la biomasa, mientras que en los segundos existe una pared de separación entre ambos. El calor empleado suele provenir de calderas auxiliares o del aprovechamiento de los humos de combustión de un motor o turbina de gas en un proceso de cogeneración.

5.2.2 Troceado

A partir del corte de troncos y de ramas gruesas se obtienen las llamadas **leñas**, las cuales son un biocombustible de uso tradicional en estufas y calderas de uso doméstico. Aunque durante años se ha realizado manualmente, hoy en día existe maquinaria específica para ello. Un ejemplo se muestra en la **Figura 5.3**, la cual se trata de una prensa hidráulica con una matriz cortadora. Gracias a este proceso se simplifica el manejo de la biomasa y posibilita un uso estandarizado de la misma [11].



Figura 5.3. Cortadora de leños [11]

5.2.3 Astillado

Al igual que el troceado, el astillado es un proceso característico de la biomasa leñosa. Mediante su trituración se consigue aumentar su superficie específica (relación superficie – volumen) y homogeneizarla para su entrada en la caldera, así como el incremento de su densidad aparente. Con este proceso se consigue una combustión más eficiente y se reducen los inquemados, al mismo tiempo que facilita el control de la alimentación de la caldera al ser la biomasa más uniforme. Los dos sistemas de astilladoras más frecuentes son [7]:

- **Astilladoras de cuchillas.** Cuchilla rotativa que corta la biomasa produciendo astillas con unas dimensiones de entre 1 y 5 cm de largo y entre 0,5 y 2 cm de espesor. Una imagen de este tipo de astilladoras se muestra en la **Figura 5.4**.
- **Astilladoras de martillo de impacto.** Barras metálicas que golpean la biomasa contra una placa perforada, de forma que solo aquellas astillas con unas dimensiones determinadas atraviesan la placa.



Figura 5.4. Astilladora semimóvil con motor diesel [53]

5.2.4 Molienda

Supone un paso más en el aumento la superficie específica (diámetro de partículas inferior a los 8 mm) y homogeneización de la biomasa antes de su entrada en la caldera. Los principales sistemas de molinos que existen son [7], [52]:

- **Molinos de martillo de impacto.** Funcionan de la misma forma que las astilladoras de martillo de impacto ya descritas. Es el sistema más frecuente.
- **Molinos de cuchillas.** Una serie de cuchillas en rotación trituran la biomasa hasta que esta alcanza unas dimensiones determinadas que les permite atravesar una malla que fija el tamaño máximo de la misma (**Figura 5.5**).
- **Molinos de bolas.** La biomasa es introducida en un cilindro en rotación en el cual existen una serie de bolas de acero que la golpean hasta que esta es molida. El uso de este sistema está limitado para un nivel máximo de humedad.

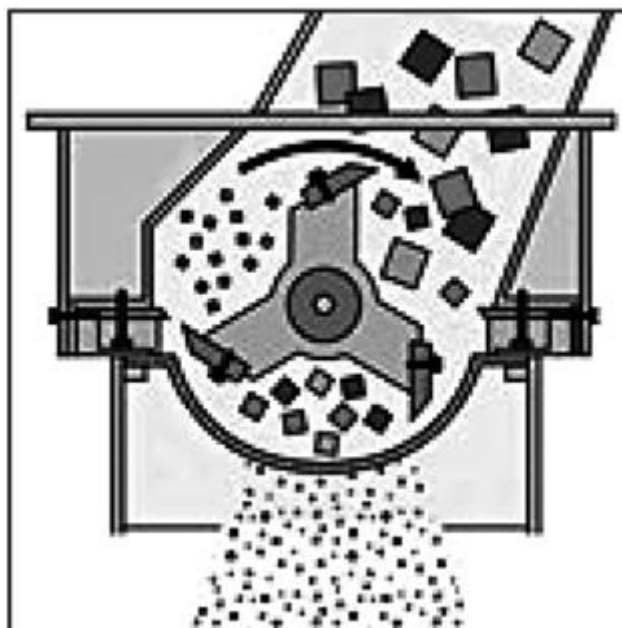


Figura 5.5. Cámara de molienda de un molino de cuchillas [52]

5.2.5 Cribado

Este proceso es propio de aquellas calderas en las que se requiere un control muy riguroso de la granulometría del combustible. Consiste en hacer pasar la biomasa a través de una serie de tamices para asegurar que solo aquella biomasa con unas dimensiones concretas llegue a la caldera. El paso de la biomasa a través de los distintos tamices suele realizarse sobre un plano inclinado y con un sistema de vibración para facilitar su avance. Aquella biomasa que debido a sus dimensiones no atraviesa el sistema de tamices, es llevada de vuelta al proceso de molienda para ser machacada de nuevo, siendo fundamental el control del grado de humedad. Si esta es demasiado elevada, puede provocar la obstrucción de los sistemas mecánicos que intervienen [7].

5.2.6 Empacado

Consiste en la formación de fardos o bloques de biomasa con el fin de facilitar el transporte y almacenamiento de la misma mediante el aumento de su densidad. Se lleva a cabo mediante el uso de **empacadoras**, las cuales difieren entre sí según el tipo de biomasa. Si la biomasa es herbácea o leñosa fina, se puede usar maquinaria agrícola convencional, mientras que si es leñosa gruesa, hay que recurrir a máquinas específicamente adaptadas al tipo de biomasa. Las características de las pacas formadas dependen de la clase de máquina empleada y del tipo de biomasa. Así, en el caso de la biomasa herbácea se distinguen las empacadoras convencionales (**Figura 5.6**) y las grandes empacadoras. Mientras que las primeras forman pacas rectangulares de hasta 30 kg, las correspondientes a las segundas pueden ser rectangulares o cilíndricas y alcanzar los 800 kg [52].



Figura 5.6. Empacadora de paja [54]

5.2.7 Briquetado y Peletizado

A diferencia del empacado cuyo fin era la optimización del transporte y distribución de la biomasa, el objetivo del briquetado y del peletizado es la obtención de biocombustibles sólidos de gran calidad: **briquetas** y **pélets**. Estos generalmente poseen forma cilíndrica y una densidad de entre 700 y 1.400 kg/m³, siendo más pequeños los pélets (6 – 30 mm de diámetro y 10 – 70 mm de largo frente a los 30 – 200 mm de diámetro y 150 – 500 mm de las briquetas). Motivo por el cual su uso está más extendido en la industria, porque resulta más simple su dosificación y control [5], [46], [52].

Se trata de un proceso específico para la biomasa leñosa que comienza con el acondicionamiento de la misma para conseguir un determinado tamaño de partícula (entre 5 y 10 mm de diámetro) y de humedad (entre un 8 y un 15 %), para posteriormente someterla a elevadas presiones. Esto provoca un aumento de temperatura (100 – 150 °C para las briquetas y de 70 °C para los pélets) y el ablandamiento de la lignina de la que esta compuesta la biomasa, actuando esta como aglomerante de las propias partículas de biomasa compactándolas. Un diagrama de bloques del proceso de peletizado se muestra en la siguiente figura (**Figura 5.7**), aunque es también muy similar al seguido para la producción de briquetas [5], [46], [52]:

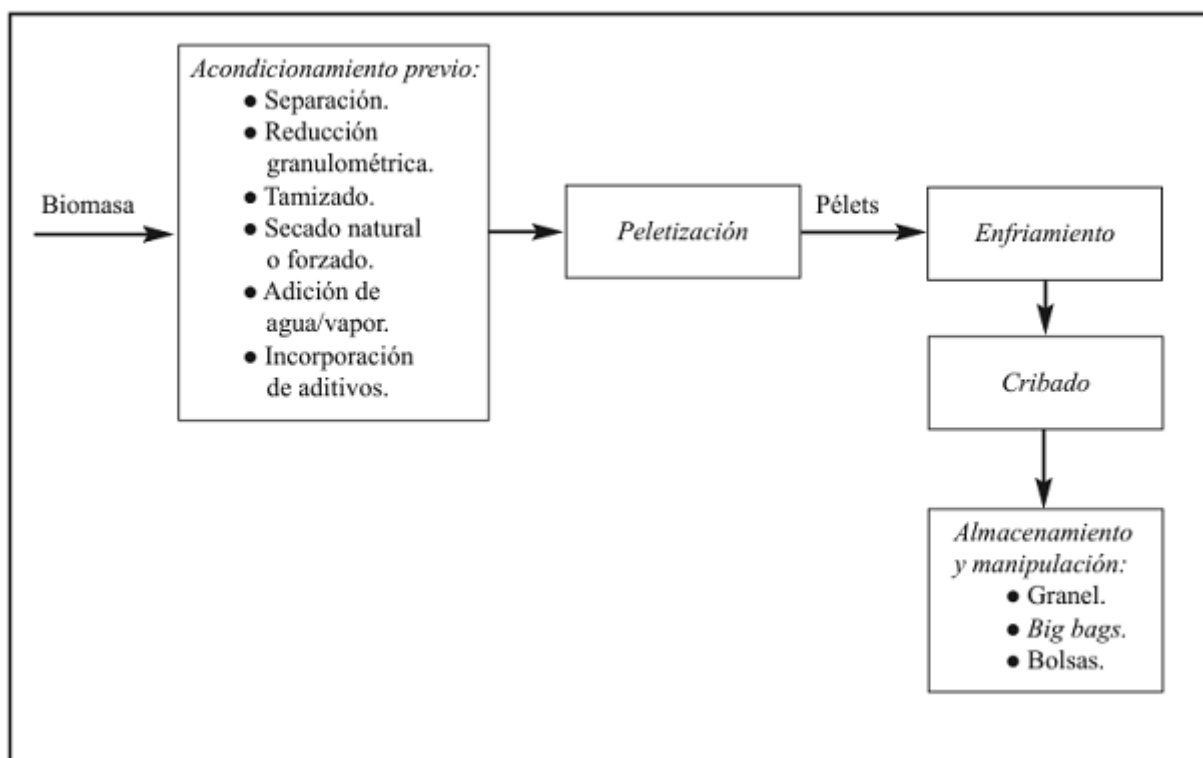


Figura 5.7. Diagrama de bloques del proceso de peletizado de la biomasa [52]

Las máquinas empleadas para producir briquetas y pélets son, respectivamente, las **briquetadoras** y las **prensas peletizadoras** o **granuladoras**. Existen tres tipos de briquetadoras: **de pistón** o **por impacto**, **de tornillo** o **por extrusión** (Figura 5.8), e **hidráulicas**, y dos tipos de prensas peletizadoras: **de matriz anular** y **de matriz plana** (Figura 5.9) [11], [52].

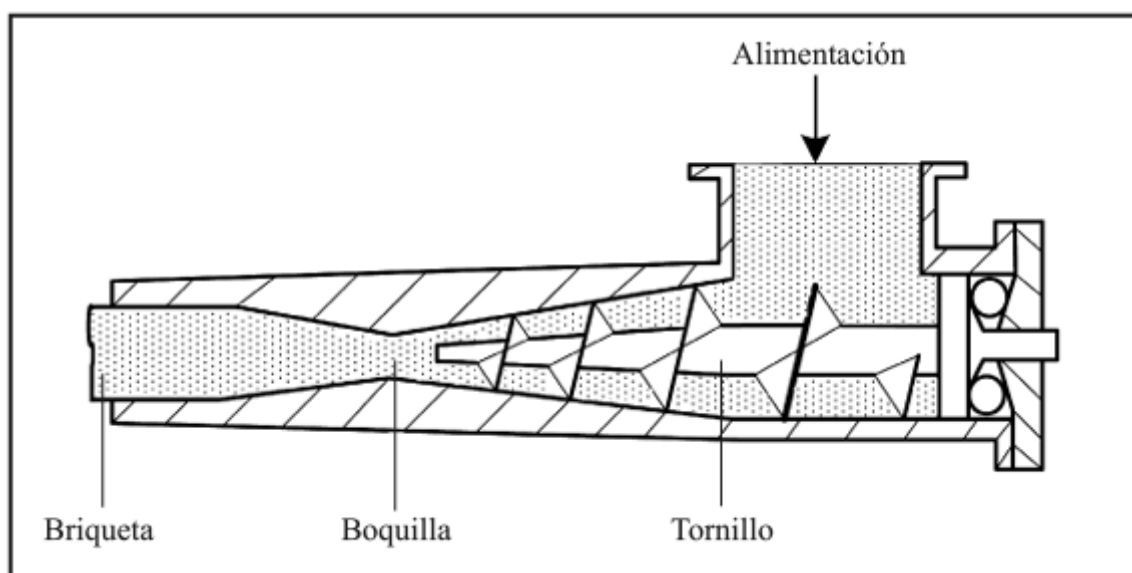


Figura 5.8. Esquema de una briquetadora de tornillo o por extrusión [52]

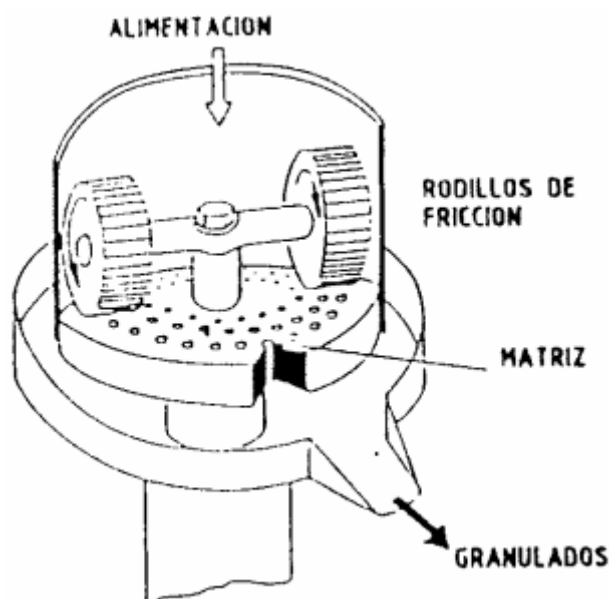


Figura 5.9. Esquema de una prensa peletizadora de matriz plana [11]

5.2.8 Elección del Pretratamiento y de la Caldera

Este subapartado tiene por objetivos elegir el tipo de caldera que se usará en la futura planta híbrida, y establecer el pretratamiento al que debe ser sometida la biomasa seleccionada previamente.

Se elegirá una caldera de parrilla. Los motivos para descartar los otros dos tipos de calderas son:

- **Calderas de lecho fluidizado.** Presenta ventajas importantes como son la posibilidad de quemar combustibles de baja calidad, incluidas mezclas, y la menor emisión de óxidos de nitrógeno y azufre. Pero dado que la biomasa que se va a usar como combustible ha sido seleccionada específicamente para tal fin, y no como una mezcla heterogénea, la primera ventaja comentada pierde significado. De igual manera ocurre la menor emisión de óxidos de azufre si se tiene en cuenta que los residuos agrícolas seleccionados poseen una baja concentración de azufre.

Por otro lado, dado que este tipo de caldera requiere que la biomasa sea introducida con una granulometría muy fina, es necesario que se lleve a cabo su molienda, proceso de alto coste energético que además requiere una maquinaria específica. Si a esto se suma que este tipo de calderas posee un elevado coste de inversión, resulta clara la elección de una caldera de parrilla.

- **Caldera de biomasa pulverizada.** Posee unos reducidos coste de inversión gracias a su simplicidad de funcionamiento, pero al igual que ocurría con las calderas de lecho fluidizado, la necesidad de que la biomasa sea introducida con una granulometría muy fina encarece en gran medida la operación de este tipo de calderas. Es por esto por lo que una caldera de parrilla resulta una mejor elección.

Respecto al pretratamiento necesario, este depende tanto del tipo de biomasa como de la caldera empleada. Dado que los procesos de troceado, astillado, briquetado y peletizado son característicos

de la biomasa leñosa, y los residuos agrícolas que se van a usar como combustible son herbáceos, ninguno de los procesos mencionados son necesarios.

Por otra parte, y tal cómo se ha explicado, no es necesario el proceso de molienda si se usa una caldera de parrilla. Y en relación al proceso de secado se comentó en el **capítulo 4** que se supondría que no existe sistema de secado alguno (de hecho la energía disponible por tipo de residuo se calculó de esta forma para elegir el emplazamiento más adecuado). Aunque es necesario mencionar que dado que la recolección de la biomasa es estacional, esta es recogida y almacenada en su totalidad. Por lo que al entrar en funcionamiento la planta, la biomasa consumida en dicho momento realmente tendrá mayor humedad que la que se consuma al final del año, siendo progresiva dicha reducción (secado natural).

El único proceso que se llevará a cabo será el empacado de la biomasa, el cual se realizará con maquinaria agrícola convencional en el momento de su recogida en el campo. En este punto hay que resaltar que aunque los residuos de algodón no sean biomasa herbácea, sino leñosa fina, su pretratamiento no difiere en absoluto, ya que la propia maquinaria agrícola convencional puede usarse para su empacado.

Finalmente, para asegurar que la mezcla de residuos agrícolas posee las propiedades como combustible que se calcularán a continuación, es imprescindible que dicha mezcla sea homogénea. Por tanto, es necesario un control del peso para cada tipo de residuo a su entrada en la caldera, de tal forma que se mantengan las proporciones correspondientes entre cada uno de ellos.

5.3 Cálculo de Parámetros de Combustión

Para poder establecer la reacción de combustión que se desarrollará en la caldera es necesario conocer los siguientes datos:

- Poder calorífico inferior en base húmeda del combustible (PCI_H).
- Fórmula química del combustible sin tener en cuenta su humedad (base seca).
- Humedad molar del combustible en base seca. Su multiplicación por los moles de biomasa seca que intervienen en la reacción permitirá conocer los moles de agua que acompañan a cada mol de biomasa seca.
- Humedad del aire de combustión en base molar. Al igual que la humedad de la biomasa, su multiplicación con los moles de aire seco permitirá conocer los moles de agua que acompañan a cada mol de aire seco.

5.3.1 Poder Calorífico

El poder calorífico de la mezcla de residuos usada como combustible podría hallarse a partir de las proporciones en peso ya conocidas y el poder calorífico de cada tipo de residuo, pero una forma más rápida es mediante el siguiente cálculo:

$$PCI_H = \frac{E_D}{m_D} = \frac{329.206 \text{ MWh}}{100.407 \text{ t}} \cdot \frac{1 \text{ t}}{10^3 \text{ kg}} \cdot \frac{10^3 \text{ kWh}}{1 \text{ MWh}} \cdot \frac{3.600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kWs}} = 11.803,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

5.3.2 Fórmula Química

Sin tener en cuenta el porcentaje de cenizas y despreciando la baja proporción en peso de elementos químicos como el azufre y el cloro, el análisis elemental para cada uno de los residuos que componen el combustible viene dado en la **Tabla 5.1**. Además, para intentar asegurar la veracidad de los valores tomados se van calcular y comparar los valores del PCI_s según las fuentes consultadas [52], [55], [56] y los datos tomados como referencia [47]. Para el algodón y el girasol el PCI_s según [55], [56] es de 17,4 y 15,7 MJ/kg, respectivamente, que equivalen a 4.158 y 3.752 kcal/kg, similares a los 4.000 y 3.500 kcal/kg de [47]. En el caso del arroz el valor suministrado por [52] es el del PCS_s, el cual vale 15,09 MJ/kg, por lo que para calcular su PCI_s y poder compararlo se usará la siguiente ecuación ya mostrada en un capítulo anterior de este trabajo:

$$PCI_s = PCS_s - 9 \cdot 2.449 \cdot H$$

Por lo que a partir de su PCS_s y la proporción de hidrógeno que es de 0,065 [52], se calcula su PCI_s:

$$PCI_{s\text{ Arroz}} = (15.090 - 9 \cdot 2.449 \cdot 0,065) \frac{kJ}{kg} \cdot \frac{1\text{ kcal}}{4,184\text{ kJ}} = 3.264 \frac{kcal}{kg}$$

Se comprueba también que es similar a los 3.500 kcal/kg de PCI_s según [47], por tanto se considerarán como datos válidos.

Tabla 5.1. Análisis elemental en base seca de los residuos usados como combustible [52], [55], [56]

% Peso (base seca)	Algodón	Arroz	Girasol
C	48,5	47,5	43,6
H	5,3	6,5	5,8
O	44,5	45,0	49,3
N	1,6	1,1	1,0

Conocidos los porcentajes en peso para cada tipo de residuo que compone el combustible y el análisis elemental por tipo de residuo, se pueden calcular las fracciones másicas de cada elemento químico que forma el combustible:

$$f_{m_c} = \sum_i \frac{\% \text{Residuo}_i \cdot \% \text{Peso } C_i}{100^2} = \frac{66,9 \cdot 48,5 + 13,6 \cdot 47,5 + 19,6 \cdot 43,6}{100^2} = 0,475$$

$$f_{m_H} = \sum_i \frac{\% \text{Residuo}_i \cdot \% \text{Peso } H_i}{100^2} = \frac{66,9 \cdot 5,3 + 13,6 \cdot 6,5 + 19,6 \cdot 5,8}{100^2} = 0,056$$

$$f_{m_o} = \sum_i \frac{\% \text{Residuo}_i \cdot \% \text{Peso } O_i}{100^2} = \frac{66,9 \cdot 44,5 + 13,6 \cdot 45,0 + 19,6 \cdot 49,3}{100^2} = 0,456$$

$$f_{m_N} = \sum_i \frac{\% \text{Residuo}_i \cdot \% \text{Peso } N_i}{100^2} = \frac{66,9 \cdot 1,6 + 13,6 \cdot 1,1 + 19,6 \cdot 1,0}{100^2} = 0,014$$

Donde el factor 100^2 en los denominadores para el cálculo de las fracciones másicas se ha introducido porque estas están referidas a tantos por 1.

Una vez calculadas las fracciones másicas de cada elemento, se procede a hallar finalmente la fórmula química del combustible:

$$f_{m_C} = 0,475 \rightarrow m_C (1 \text{ kg combustible seco}) = 0,475 \text{ kg C} \rightarrow n_C = \frac{m_C}{M_C} = \frac{0,475}{12} = 0,040 \text{ kmol C}$$

$$f_{m_H} = 0,056 \rightarrow m_H (1 \text{ kg combustible seco}) = 0,056 \text{ kg H} \rightarrow n_H = \frac{m_H}{M_H} = \frac{0,056}{1} = 0,056 \text{ kmol H}$$

$$f_{m_O} = 0,456 \rightarrow m_O (1 \text{ kg combustible seco}) = 0,456 \text{ kg O} \rightarrow n_O = \frac{m_O}{M_O} = \frac{0,456}{16} = 0,029 \text{ kmol O}$$

$$f_{m_N} = 0,014 \rightarrow m_N (1 \text{ kg combustible seco}) = 0,014 \text{ kg N} \rightarrow n_N = \frac{m_N}{M_N} = \frac{0,014}{14} = 0,001 \text{ kmol N}$$

Fórmula química del combustible en base seca $\rightarrow C_{0,040}H_{0,056}O_{0,029}N_{0,001} = C_{40}H_{56}O_{29}N$

5.3.3 Humedad

Conociendo las proporciones en peso de los tres tipos de residuos que se van a usar como combustibles y su respectivas humedades en base húmeda (25 % para el algodón, 20 % para el arroz y 17 % para el girasol [47]), se puede calcular la humedad molar en base seca de su mezcla. El cálculo se muestra en la siguiente figura (**Figura 5.10**) partiendo de 100 kg de mezcla:

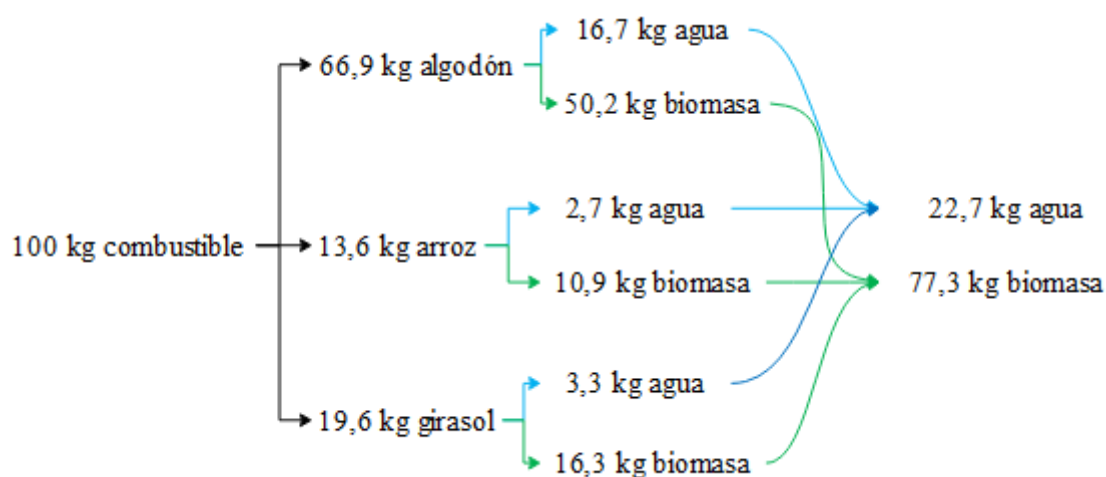


Figura 5.10. Cálculo de la humedad en base seca del combustible

Mediante este esquema se puede obtener la humedad en base seca del combustible biomásico:

$$\omega_s = \frac{22,7}{77,3} = 0,29 \frac{\text{kg Agua}}{\text{kg Biomasa seca}}$$

Para calcular la humedad en base molar se necesitar obtener antes la masa molar promedio de la biomasa seca, lo cual resulta sencillo dado que se ya se conoce su fórmula química:

$$M_{Biomasa\ seca} = M_{C_{40}H_{56}O_{29}N} = 40 \cdot 12 + 56 \cdot 1 + 29 \cdot 16 + 14 = 1.014 \frac{kg}{kmol}$$

Finalmente se calcula la humedad molar en base seca del combustible mediante la siguiente ecuación:

$$\bar{\omega}_S = \omega_S \cdot \frac{M_{Biomasa\ seca}}{M_{H_2O}} = 0,29 \cdot \frac{1.014}{2 \cdot 1 + 16} = 16,34 \frac{kmol_{H_2O}}{kmol_{C_{40}H_{56}O_{29}N}}$$

5.3.4 Humedad del Aire

Los valores medios anuales de humedad relativa y temperatura ambiente en el emplazamiento de la planta, Los Palacios y Villafranca, son del 70 % y 18 °C respectivamente [57]. A partir de estos datos puede determinarse la humedad del aire de combustión en base molar con la siguiente ecuación [58]:

$$\bar{\omega}_{Aire} = \frac{n_{agua}}{n_{aire\ seco}} = \frac{y_{agua} \cdot p_{atm}}{y_{aire\ seco} \cdot p_{atm}} = \frac{p_{vapor\ de\ agua}}{p_{aire\ seco}} = \frac{p_{vapor\ de\ agua}}{p_{atm} - p_{vapor\ de\ agua}}$$

Donde y , n y p representan la fracción molar, el número de moles y la presión respectivamente. La presión del vapor de agua se calculará mediante:

$$\phi(\%) = \frac{p_{vapor\ de\ agua}}{p_{saturación\ del\ vapor\ de\ agua\ a\ la\ T^a\ ambiente}} \cdot 100$$

Donde ϕ representa la humedad relativa. De forma que:

$$p_{saturación\ del\ vapor\ de\ agua\ a\ la\ T^a\ ambiente} = p_{sat\ vapor\ agua}(T = 18\ ^\circ C) = 2.064\ Pa\ [58]$$

$$0,7 = \frac{p_{vapor\ de\ agua}}{2.064} \rightarrow p_{vapor\ de\ agua} = 1.444,8\ Pa$$

$$\bar{\omega}_{Aire} = \frac{1.444,8}{101.325 - 1.444,8} = 0,014 \frac{kmol\ vapor\ agua}{kmol\ aire\ seco}$$

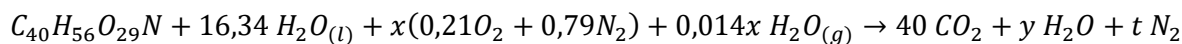
5.4 Reacción de Combustión

Habiéndose llegado a este punto ya se puede establecer la **reacción de combustión para un kmol de combustible en base seca**. Dado que la temperatura de los humos a la salida del hogar estará limitada según el diseño del intercambio de calor en la sección convectiva de la caldera y que además dicha temperatura depende del exceso de aire con el que se realice la combustión, se considerará la cantidad de aire que reacciona como una incógnita. De forma que todos los datos necesarios para evaluar la combustión tales como el dosado o las fracciones máxicas de los gases que componen los humos se calcularán en función de esta masa de aire desconocida, y una vez establecida la temperatura de los humos a la salida del hogar se podrán calcular todos estos datos y la propia masa de aire que reacciona.

También es necesario destacar que se va a considerar que la reacción de combustión es completa y que por tanto todo el carbono presente en el combustible se convertirá en CO₂. Pero para asegurar esto es necesario introducir un exceso de aire sobre la cantidad estequiométrica. Según [5] es

necesario entre un 40 y un 80 % de exceso de aire para que la combustión de la biomasa sea completa, por lo que para ser conservador se establecerá un valor del 80 %.

Para saber a cuanto equivale este 80 % de exceso de aire se realiza la reacción estequiométrica:



$$H \rightarrow 56 + 16,34 \cdot 2 + 0,014x \cdot 2 = 2y ; y = \frac{0,028x + 88,68}{2} = 0,014x + 44,34$$

$$O \rightarrow 29 + 16,34 + 2 \cdot 0,21x + 0,014x = 40 \cdot 2 + (0,014x + 44,34)$$

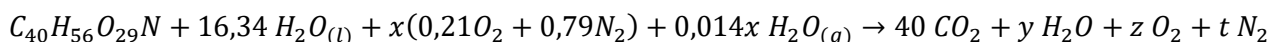
$$x = 188,1 ; y = 46,97$$

$$N \rightarrow 1 + 2 \cdot 0,79x = 2t ; t = 0,79x + 0,5 ; t = 149,1$$

$$x_{\min} = 188,1 \cdot 1,8 = 338,6 \frac{\text{kmol aire seco}}{\text{kmol } C_{40}H_{56}O_{29}N}$$

Igualmente es práctica habitual usar excesos de aire mayores, entre el 100 y el 200 %, para evitar temperaturas excesivas de los humos que pudiesen dañar el sobrecalentador. Es por esto que este valor del 80 % de exceso de aire no quiere decir que sea la cantidad de aire que finalmente se introduzca en la caldera, ya que tal y como se ha explicado anteriormente, según como se realice el diseño de la sección convectiva de la caldera y la temperatura de los humos que se establezca como límite a la salida del hogar, esta cantidad de aire podría ser mayor [15].

Por tanto, considerando la cantidad de aire introducida en la caldera como una incógnita se puede establecer la siguiente reacción de combustión:



$$H \rightarrow 56 + 16,34 \cdot 2 + 0,014x \cdot 2 = 2y ; y = \frac{0,028x + 88,68}{2} = 0,014x + 44,34$$

$$O \rightarrow 29 + 16,34 + 2 \cdot 0,21x + 0,014x = 40 \cdot 2 + y + 2z ; z = \frac{0,42x - 79}{2} = 0,21x - 39,5$$

$$N \rightarrow 1 + 2 \cdot 0,79x = 2t ; t = 0,79x + 0,5$$

Ahora se calculará el dosado (F), así como las proporciones en peso del oxígeno, nitrógeno y vapor de agua sobre la masa total de aire. Igualmente se calcularán también las proporciones en peso, o fracciones másicas (f_m), de cada producto de la combustión respecto a la masa total de humos. El conocimiento de todos estos datos es necesario para poder realizar los balances de energía:

$$m_{CO_2} = 40 \cdot (12 + 16 \cdot 2) = 1.760 \text{ kg}$$

$$m_{H_2O} = y \cdot (2 \cdot 1 + 16) = (0,014x + 44,34) \cdot 18 = (0,252x + 798,12) \text{ kg}$$

$$m_{O_2} = z \cdot (16 \cdot 2) = (0,21x - 39,5) \cdot 32 = (6,72x - 1.264) \text{ kg}$$

$$m_{N_2} = t \cdot (14 \cdot 2) = (0,79x + 0,5) \cdot 28 = (22,12x + 14) \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} m_{Humos} &= m_{CO_2} + m_{H_2O} + m_{O_2} + m_{N_2} \\ &= 1.760 + (0,252x + 798,12) + (6,72x - 1.264) + (22,12x + 14) \\ &= (29,09x + 1.308,12) \text{ kg} \end{aligned}$$

$$f_{m_{CO_2} Humos} = \frac{1.760}{29,09x + 1.308,12}$$

$$f_{m_{H_2O} Humos} = \frac{0,252x + 798,12}{29,09x + 1.308,12}$$

$$f_{m_{O_2} Humos} = \frac{6,72x - 1.264}{29,09x + 1.308,12}$$

$$f_{m_{N_2} Humos} = \frac{22,12x + 14}{29,09x + 1.308,12}$$

$$m_{C_{40}H_{56}O_{29}N} = 1 \cdot 1.014 = 1.014 \text{ kg}$$

$$m_{H_2O (biomasa)} = 16,34 \cdot (2 \cdot 1 + 16) = 294,12 \text{ kg}$$

$$m_{Biomasa\ seca + agua} = m_{C_{40}H_{56}O_{29}N} + m_{H_2O (biomasa)} = 1.014 + 294,12 = 1.308,12 \text{ kg}$$

$$m_{Aire} = m_{Humos} - m_{Biomasa\ seca + agua} = (29,09x + 1.308,12) - 1.308,12 = (29,09x) \text{ kg}$$

$$F = \frac{m_{Biomasa\ seca + agua}}{m_{Aire}} = \frac{1.308,12}{29,09x} = \frac{44,97}{x}$$

$$f_{m_{O_2} Aire} = \frac{(m_{O_2})_{Aire}}{m_{Aire}} = \frac{x \cdot 0,21 \cdot 32}{29,09x} = 0,231$$

$$f_{m_{N_2} Aire} = \frac{(m_{N_2})_{Aire}}{m_{Aire}} = \frac{x \cdot 0,79 \cdot 28}{29,09x} = 0,76$$

$$f_{m_{H_2O} Aire} = \frac{(m_{H_2O})_{Aire}}{m_{Aire}} = \frac{x \cdot 0,014 \cdot 18}{29,09x} = 0,009$$

6. Evaluación del Recurso Solar

Una vez establecido el emplazamiento de la futura planta ya se está en condiciones de evaluar el recurso solar disponible. Todos los datos necesarios para dicha evaluación han sido extraídos de la *Agencia Andaluza de la Energía*, al igual que se hizo con el potencial energético de la biomasa [57].

Un aspecto importante antes de proceder a la cuantificación del recurso solar es establecer el periodo de funcionamiento anual de la planta. Es común en plantas de potencia reservar un mes del año para tareas de mantenimiento, mes en el cual la planta estará parada, por lo que es necesario elegir el mes del año que provoque un menor impacto sobre la producción de energía. Independientemente de que la producción de energía de la futura planta híbrida sea constante o variable con la irradiancia solar, el mes más adecuado para que la planta esté parada será aquel con menor irradiación solar recibida, es decir, diciembre. Si se optase por un sistema de generación de potencia constante, el hecho de tener que operar la planta en condiciones de menor irradiación solar implicaría un mayor consumo de combustible, mientras que si optase por un sistema de potencia variable con el recurso solar, una menor irradiación recibida provocaría una menor producción de trabajo. Por tanto, el mes que se elegirá para tareas de mantenimiento será diciembre [57], [59].

6.1 Campo Solar

Antes de analizar cualquier posible esquema de planta es necesario dar respuesta a una serie de preguntas relativas al campo solar, ya que de él dependerá la aportación energética del recurso solar. Estas preguntas son [25]:

- Orientación de los captadores solares.
- Punto de diseño.
- Ángulo de incidencia.
- Fluido de trabajo.
- Modelo de captador cilíndrico parabólico.
- Número de captadores por lazo.

6.1.1 Orientación de los Captadores Solares

La energía solar captada anualmente por un colector depende en gran medida de la orientación de los ejes de giro de los captadores. Un captador con su eje orientado norte - sur y sistema de seguimiento solar este - oeste absorbe una cantidad de energía anual significativamente mayor que si presentase otra orientación, siendo la energía captada en invierno mucho menor que en verano. Mientras que si el captador estuviera orientado este - oeste con sistema de seguimiento norte - sur sería justo al contrario, energía anual captada menor, pero más estable [17], [25].

Teniendo en cuenta esta información, el hecho de seleccionar una orientación u otra depende del objetivo: maximizar la captación anual de energía o conseguir que esta sea lo más estable posible. Dado que para una planta de producción de potencia lo realmente importante es la cantidad de

trabajo producido, se suele optar por la orientación norte - sur, y esta será la elección para este estudio.

6.1.2 Punto de Diseño

Dado que la radiación solar captada varía para cada día y hora del año es necesario tomar una como referencia para dimensionar el campo solar. A la hora y día del año escogida para este propósito se les llama **punto de diseño solar**. Para la elección del punto de diseño no hay que olvidar la orientación elegida de los captadores (norte - sur), ya que posee una gran influencia. Si se seleccionase como punto de diseño un día típico de verano, el número de lazos necesarios a construir sería menor que si se eligiese un día típico de invierno, ya que establecida una potencia, cuanto mayor sea la irradiancia y menor el ángulo de incidencia, menor superficie de captación se necesitaría. Pero esta elección provocaría que en invierno la turbina trabaje a carga parcial debido a que la irradiancia es inferior y el ángulo de incidencia mayor. Por el contrario, si se optase por escoger como punto de diseño un día típico de invierno, al ser el número de lazos superior, en verano se tendrían que desenfocar varios de ellos al no ser necesaria tanta potencia térmica.

Debido a lo caro que resulta construir un lazo para tener que desenfocarlo en aquellos día de mayor irradiación solar y no poder aprovecharlos, es práctica habitual elegir como punto de diseño para una central situada en el sur de España un valor para la irradiancia de 850 W/m^2 , y un día comprendido entre el 15 y el 21 de junio a las 12:00 hora solar por ser los momentos del año en los que existe un menor ángulo de incidencia. A pesar de que en invierno pueda llegar a trabajar la turbina a carga parcial, existen turbinas específicamente diseñadas para aplicaciones termosolares capaces de trabajar hasta un mínimo del 10 % de carga máxima con un rendimiento razonable. Es por esto por lo que el punto de diseño escogido en este trabajo será el 21 de junio a las 12:00 hora solar con una irradiancia de 850 W/m^2 [17], [25], [42].

6.1.3 Ángulo de Incidencia

El **ángulo de incidencia** (ϕ) es el ángulo comprendido por la dirección de la radiación y la perpendicular al plano de apertura del captador (**Figura 6.1**). Se trata de un parámetro de suma importancia ya que de él depende la cantidad de radiación incidente útil. Por un lado limita la radiación aprovechable a aquella que incide perpendicularmente sobre la superficie de concentración, ya que debido a su forma cilíndrico parabólica únicamente la radiación normal a la superficie sería reflejada hacia el tubo absorbedor situado en su línea focal, y por otro lado de él dependen las **pérdidas geométricas** inherentes al tipo de captador, las cuales se refieren a la reducción de la superficie útil de captación al final de un lazo (**pérdidas de final de lazo**). Ambos aspectos son consecuencia de que el sistema de seguimiento solar de los CCP es de un solo eje. En el caso de las pérdidas de final de lazo, estas se cuantifican experimentalmente para cada tipo de captador, obteniéndose una expresión para el parámetro llamado **Modificador por Ángulo de Incidencia**, $K(\phi)$, el cual toma valores comprendidos entre cero y uno. Aparte de considerar las pérdidas geométricas de final de lazo, este $K(\phi)$ también tiene en cuenta las **pérdidas ópticas**, de las que se hablará más adelante [24].

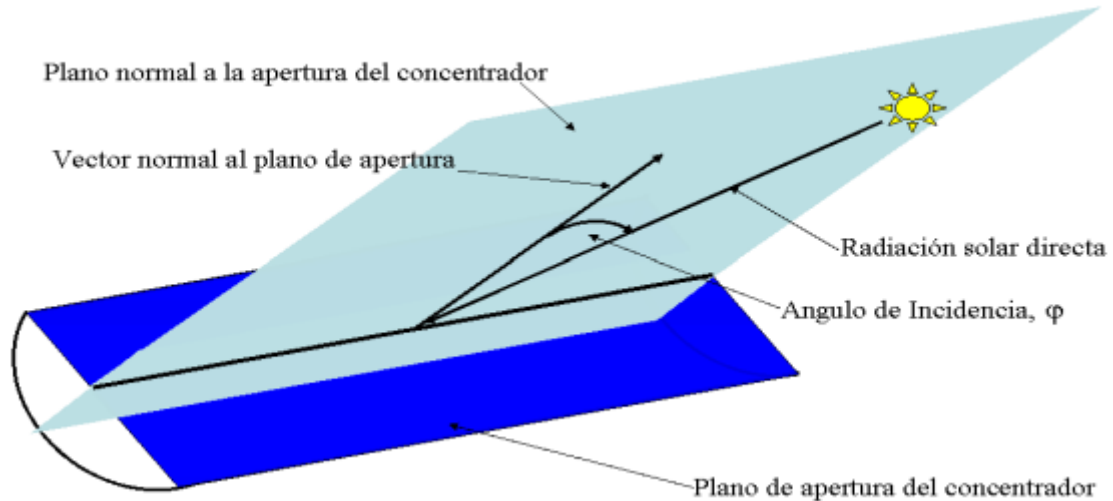


Figura 6.1. Ángulo de incidencia de un CCP [24]

El ángulo de incidencia depende de la latitud del emplazamiento elegido para los colectores y de la hora y del día de año. Este es el motivo por el que la irradiación útil para una planta termosolar varía constantemente.

Como ejemplo, y por su particular importancia, se va a calcular el ángulo de incidencia para el punto de diseño, para ello a continuación se presentan las ecuaciones necesarias [17]:

$$\phi = \arccos \left(\cos \delta \sqrt{(\cos \lambda \cdot \cos \omega + \tan \delta \cdot \sin \lambda)^2 + (\sin \omega)^2} \right)$$

Donde:

- ✓ δ representa la **declinación solar**.
- ✓ λ representa la **latitud** de la ubicación elegida.
- ✓ ω representa el **ángulo horario**.

El cálculo de estos ángulos se realiza mediante estas otras ecuaciones:

$$\delta(^{\circ}) = 23,45 \sin \left(360 \frac{284 + n}{365} \right) ; \quad \omega(^{\circ}) = 15 (ST - 12)$$

Donde n representa el día del año, de forma que $n = 1$ y $n = 365$ se refieren al 1 de enero y al 31 de diciembre, respectivamente, y ST representa la hora solar, por sus siglas en inglés (*Solar Time*).

Teniendo claro esto ya se está en disposición de calcular el ángulo de incidencia en el punto de diseño para la ubicación elegida. Datos:

- $\lambda = 37,18^{\circ}$ (Latitud correspondiente a Los Palacios y Villafranca [57]).
- $n = 172$ (correspondiente al día 21 de junio tomado como punto de diseño).
- $ST = 12$ (correspondiente a las 12 hora solar tomada como punto de diseño).

Cálculo de la declinación solar y el ángulo horario:

$$\delta = 23,45 \sin \left(360 \frac{284 + 172}{365} \right) = 23,45^\circ$$

$$\omega = 15 (12 - 12) = 0^\circ$$

Cálculo del ángulo de incidencia:

$$\phi = \arccos \left(\cos 23,45 \sqrt{(\cos 37,18 \cdot \cos 0 + \tan 23,45 \cdot \sin 37,18)^2 + (\sin 0)^2} \right) = 13,7^\circ$$

6.1.4 Fluido de Trabajo

Los fluidos de trabajo más ampliamente usados en los CCP para aplicaciones de media-alta temperatura son los aceites sintéticos, y esta será la elección para este estudio, concretamente el Therminol VP-1 por su amplio uso y experiencia positiva en este tipo de plantas. Tal y como se comentó en la sección dedicada a las tecnologías termosolares, el uso de sales fundidas se reserva para sistemas de alta temperatura capaces de evitar la solidificación de estas debido al elevado punto de fusión que poseen. Por otro lado, la naturaleza de la generación directa de vapor difiere mucho del uso de un fluido intermedio, ya que en este caso la evaporación y sobrecalentamiento del vapor ocurre en los propios colectores, además de que en estos momentos falta experiencia en plantas comerciales (únicamente existe una pequeña planta de 5 MWe en Tailandia) [25], [32].

6.1.5 Modelo de Captador Cilíndrico Parabólico

La elección del modelo de captador incluye tanto su propia estructura como el tubo absorbedor por el que circulará el *HTF*. Para este trabajo se empleará el tubo absorbedor PTR70 de la empresa Schott, mientras que el tipo de captador en sí elegido será el modelo Eurotrough-100. La elección de ambos ha sido en base a los buenos resultados que han demostrado en numerosas centrales. Una imagen del mismo se muestra en la **Figura 6.2**, mientras que en la siguiente tabla (**Tabla 6.1**) se incluyen sus principales características:

Tabla 6.1. Características del captador Eurotrough-100 con tubos receptores PTR-70 de Schott [60]

Ancho de parábola (m)	5,76
Longitud total de cada captador (m)	99
Número de módulos por colector	8
Diámetro exterior de los tubos absorbedores metálicos (m)	0,07
Diámetro interior de los tubos absorbedores metálicos (m)	0,065
Área neta de apertura de un captador (m ²)	546,5
Rugosidad cara interna tubo absorbedor (μm)	20



Figura 6.2. Modelo de captador Eurotrough [61]

Una vez elegidos, y al igual que se hizo con el ángulo de incidencia, se va a realizar un ejemplo de cálculo de la potencia térmica suministrada por este captador al fluido térmico en el punto de diseño. Conocer esta potencia permitirá calcular el número de colectores que compondrán cada lazo y, en última instancia, el número de lazos necesarios para desarrollar una determinada potencia térmica.

La ecuación que permite estimar la potencia térmica suministrada por un captador cilíndrico parabólico al fluido que circula por el interior de su tubo absorbente es la siguiente [24]:

$$\dot{Q}_{captador} = A_c \cdot DNI \cdot \cos \phi \cdot \eta_{0^\circ} \cdot K(\phi) \cdot F_e - \xi_t \cdot L_{captador}$$

Donde:

- ✓ $\dot{Q}_{captador}$ representa la **potencia térmica suministrada al HTF** (W).
- ✓ A_c representa el **área de apertura del captador** (m^2).
- ✓ DNI representa la **irradiancia normal directa**, por sus siglas en inglés (*Direct Normal Irradiance*) (W/m^2).
- ✓ ϕ representa el **ángulo de incidencia** ($^\circ$).
- ✓ η_{0° representa el **rendimiento óptico-pico**.
- ✓ $K(\phi)$ representa el **modificador por ángulo de incidencia**.
- ✓ F_e representa el **factor de ensuciamiento**.
- ✓ ξ_t representa las **pérdidas térmicas por unidad de longitud** (W/m).
- ✓ $L_{captador}$ representa la **longitud del captador** (m).

Comentarios:

- El rendimiento óptico-pico (η_{0°) tiene en cuenta todas las pérdidas ópticas que sufre la radiación desde que incide sobre la superficie de concentración hasta que calienta el tubo

absorbedor para un ángulo de incidencia de ceros grados. El motivo por el que se adopta este ángulo es debido a que los factores que intervienen en las pérdidas ópticas (**Figura 6.3**) varían con el ángulo de incidencia, consiguiendo un rendimiento óptico máximo para un ángulo de 0° . Las variaciones de estas propiedades con el ángulo de incidencia se tienen en cuenta gracias a $K(\phi)$, de forma que actúa como un factor corrector. El valor del rendimiento óptico-pico depende del tipo de captador considerado, y suele ser suministrado por el fabricante. Por tanto el rendimiento óptico-pico se define como [24]:

$$\eta_{0^\circ} = [r \cdot \tau \cdot \alpha \cdot \gamma]_{\phi=0^\circ}$$

Donde:

- ✓ r representa la **reflectividad de la superficie del concentrador**.
- ✓ τ representa la **transmisividad de la superficie de la cubierta de vidrio**.
- ✓ α representa la **absortividad de la superficie del receptor**.
- ✓ γ representa el **factor de interceptación total**.

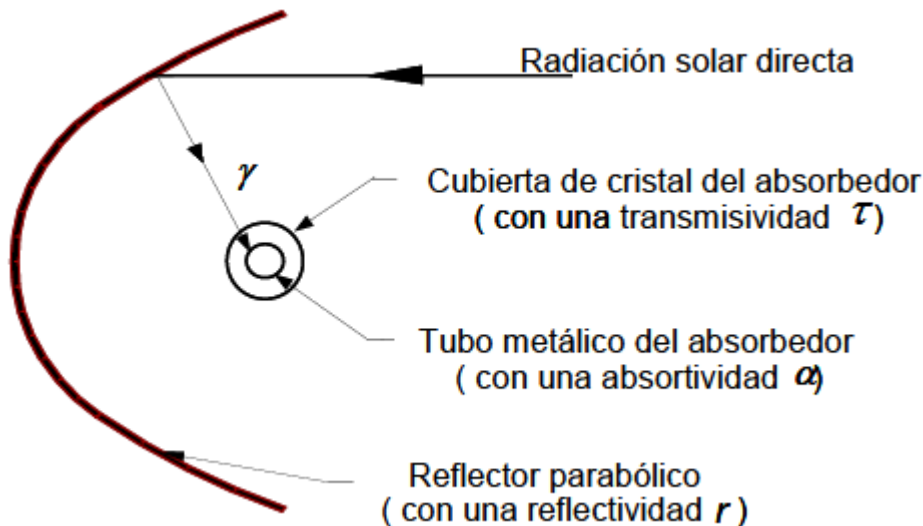


Figura 6.3. Propiedades ópticas de las superficies implicadas en la irradiación solar sobre un CCP [24]

El factor de interceptación total permite cuantificar toda aquella radiación que a pesar de ser reflejada en la superficie del concentrador, no alcanza el tubo absorbedor, ya sea porque no llega a la línea focal, o bien la zona alcanzada no es una zona útil del tubo. El hecho de que la radiación no alcance la línea focal se debe tanto a las imperfecciones que presenta la superficie del concentrador como a un posible error de posicionamiento del captador, mientras que la zona del tubo que no es útil para la absorción se refiere a los extremos de los mismos en los que existen unas protecciones de aluminio que impiden que la radiación sea absorbida de forma efectiva. De forma que el factor de interceptación total puede definirse como [24]:

$$\gamma = \gamma_g \cdot \gamma_L$$

Donde:

- ✓ γ_g representa el **factor de interceptación geométrico**, referido a la radiación que no alcanza la línea focal.
- ✓ γ_L representa el **factor de longitud activa del receptor**, referido a la radiación que alcanza la zona no aprovechable de los extremos del tubo absorbedor.
- El modificador por ángulo de incidencia incluye tanto las pérdidas de final de lazo como la disminución de las propiedades ópticas para un ángulo de incidencia distinto de cero grados, ambos tipos de pérdidas ya comentadas.
- El factor de ensuciamiento (F_e) se refiere al grado de suciedad que poseen los espejos reflectores y que reducen su efectividad. Suele tomar un valor entre 0,9 y 1 [24].
- Las pérdidas térmicas ($\xi_t \cdot L_{captador}$) se refieren a toda aquella energía transmitida al ambiente en forma de calor. Estas pérdidas se producen principalmente por radiación en el tubo absorbedor.

Una vez aclarados cada uno de los términos que intervienen en el cálculo de la potencia térmica del captador se procede a calcular dicha potencia. Para ello es necesario conocer los valores que toman cada uno de estos parámetros para el modelo de captador y tubo absorbedor elegidos. Las expresiones correspondientes para $K(\phi)$ del Eurotrough (incluyendo el producto por $\cos \phi$) y ξ_t del tubo PTR70 de Schott son, respectivamente [60]:

$$K(\phi) = \cos \phi - 2,859621 \cdot 10^{-5} \cdot \phi^2 - 5,25097 \cdot 10^{-4} \cdot \phi \quad \text{si} \quad \phi (^{\circ}) < 78$$

$$K(\phi) = 0 \quad \text{si} \quad \phi (^{\circ}) \geq 78$$

Y

$$\xi_t \left(\frac{W}{m} \right) = 0,00154 \cdot \Delta T^2 + 0,2021 \cdot \Delta T - 24,899 + (0,00036 \cdot \Delta T^2 + 0,2029 \cdot \Delta T + 24,899) \frac{DNI}{900} \cos \phi$$

Donde ΔT representa la diferencia de temperatura entre el *HTF* a su paso por el tubo absorbedor y el ambiente ($^{\circ}\text{C}$).

Mientras que el resto de parámetros necesarios vienen en la siguiente tabla (**Tabla 6.2**):

Tabla 6.2. Propiedades ópticas del captador Eurotrough-100 con tubos receptores PTR-70 de Schott[60]

Reflectividad nominal de los espejos, r	0,93
Transmisividad de la cubierta de vidrio del absorbedor, τ	0,95
Absortividad del recubrimiento selectivo, α	0,95
Factor de interceptación total, γ	0,92
Rendimiento óptico pico, η_0	0,77

Se calcula en primer lugar $K(\phi)$:

$$K(\phi) = \cos 13,7 - 2,859621 \cdot 10^{-5} \cdot 13,7^2 - 5,25097 \cdot 10^{-4} \cdot 13,7 = 0,958$$

A continuación se calculan las pérdidas térmicas tomándose la temperatura media del fluido a su paso por el campo solar como temperatura de referencia para la estimación de ΔT . Dado que las temperaturas de entrada y salida del Therminol VP-1 en el campo solar son aproximadamente 293 y 393 °C, respectivamente, y la temperatura ambiente para el punto de diseño es 24 °C, el cálculo es el siguiente [57], [60]:

$$\Delta T = \frac{293 + 393}{2} - 24 = 319 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Como se ha dicho, el valor considerado de irradiancia normal directa (DNI) para el punto de diseño en este trabajo será de 850 W/m², de forma que:

$$\xi_t \cdot L_{captador} = \left[0,00154 \cdot 319^2 + 0,2021 \cdot 319 - 24,899 + (0,00036 \cdot 319^2 + 0,2029 \cdot 319 + 24,899) \cdot \frac{850}{900} \cdot \cos 13,7 \right] \cdot 99 = 30,90 \text{ kW}$$

Y tomando un valor para el factor de ensuciamiento de 0,95, se calcula finalmente la potencia térmica del captador:

$$\dot{Q}_{captador} = \frac{546,5 \cdot 850 \cdot 0,77 \cdot 0,958 \cdot 0,95}{1.000} - 30,90 = 294,79 \text{ kW}$$

Si se quisiera conocer el valor del **rendimiento efectivo** o **global** (η_g) del captador en el punto de diseño, el cual tiene en cuenta todas las pérdidas descritas anteriormente, bastaría con usar la siguiente ecuación:

$$\eta_g(\%) = \frac{\dot{Q}_{captador}}{A_c \cdot (DNI \cdot \cos \phi)} \cdot 100 = \frac{294,79}{546,5 \cdot (0,85 \cdot \cos 13,7)} \cdot 100 = 65,32 \%$$

Adviértase de que no se considera el factor $\cos \phi$ como una pérdida óptica, sino que se establece como irradiancia realmente aprovechable a la fracción de la irradiancia normal directa que incide perpendicularmente al área de apertura del captador. Esto es así debido al sistema de seguimiento solar a un solo eje que poseen los colectores CCP, que imposibilita el aprovechamiento de toda la radiación solar directa [24].

6.1.6 Número de Captadores por Lazo

El número de captadores que formarán cada lazo depende del incremento de energía a suministrar al HTF entre la entrada y salida del campo solar, y de la potencia térmica de cada colector en el punto de diseño. Aplicando el **Primer Principio de la Termodinámica** a un colector en estado estacionario y sin variaciones de energía cinética y potencial, se obtiene la siguiente ecuación [25]:

$$\dot{Q}_{captador} = \dot{m}_{HTF} \cdot (h_{sal} - h_{ent})$$

Donde:

✓ \dot{m}_{HTF} representa el **flujo másico del HTF** (kg/s).

- ✓ $h_{sal} - h_{ent}$ representa el **incremento de entalpía específica entre la entrada y la salida del captador** (kJ/kg).

Para asegurar una correcta refrigeración del tubo absorbedor y, en consecuencia, una adecuada transferencia de calor al *HTF*, es necesario que el flujo sea lo suficientemente turbulento. El parámetro adimensional a considerar para asegurar este requerimiento es el **Número de Reynolds (Re)**, el cual se define de la siguiente forma:

$$Re = \frac{V \cdot D \cdot \rho}{\mu}$$

Donde:

- ✓ V representa la **velocidad del flujo del HTF** (m/s).
- ✓ D representa el **diámetro interior del tubo absorbedor** (m).
- ✓ ρ representa la **densidad del HTF** (kg/m^3).
- ✓ μ representa la **viscosidad dinámica del HTF** ($Pa \cdot s$).

Para asegurar que el régimen del flujo sea lo suficientemente turbulento, se usa el siguiente criterio en función de la irradiancia normal directa en el punto de diseño [25]:

$Re \geq 2 \cdot 10^5$	si	$DNI \cdot \cos \phi \left(\frac{W}{m^2} \right) \leq 500$
$Re \geq 3 \cdot 10^5$	si	$500 \leq DNI \cdot \cos \phi \left(\frac{W}{m^2} \right) \leq 800$
$Re \geq 4 \cdot 10^5$	si	$DNI \cdot \cos \phi \left(\frac{W}{m^2} \right) \geq 800$

Dado que en el punto de diseño $DNI \cdot \cos \phi = 850 \cdot \cos 13,7^\circ = 825,8 \text{ } W/m^2$, el valor mínimo del número de Reynolds debe ser de $4 \cdot 10^5$. Tomando este valor mínimo para el número de Reynolds se puede determinar la velocidad mínima del flujo una vez conocido el diámetro interno del tubo y la densidad y viscosidad del *HTF*. El diámetro interno viene dado en la **Tabla 6.1**, mientras que para la determinación de la densidad y la viscosidad se usará el programa *EES* ya mencionado en el tema de introducción de este trabajo. Para ello solo es necesario introducir como dato la temperatura del *HTF*. En este caso se tomará la temperatura media del *HTF* en el campo solar ($343 \text{ } ^\circ C$), de forma que:

$$\rho_{Therminol \text{ VP-1}}(T = 343^\circ C) = 768,9 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{Therminol \text{ VP-1}}(T = 343^\circ C) = 0,0001823 \text{ } Pa \cdot s$$

Despejando la velocidad de la ecuación del número de Reynolds queda:

$$V_{\min} = \frac{Re_{\min} \cdot \mu}{D \cdot \rho} = \frac{(4 \cdot 10^5) \cdot 0,0001823}{0,065 \cdot 768,9} = 1,459 \frac{m}{s}$$

Conocida la velocidad mínima, se puede hallar el flujo másico mínimo por la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = V \cdot A_{tubo} \cdot \rho$$

Donde el único término que no aparecido hasta este momento es A_{tubo} , que representa el **área interior del tubo absorbedor** por donde circula el *HTF* (m²). Dado que es circular, la ecuación para su cálculo es la siguiente:

$$A_{tubo} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,065^2}{4} = 0,003318 m^2$$

Y por tanto el flujo másico mínimo es:

$$\dot{m}_{HTF \min} = V_{\min} \cdot A_{tubo} \cdot \rho = 1,459 \cdot 0,003318 \cdot 768,9 = 3,722 \frac{kg}{s}$$

Una vez hallado el flujo másico mínimo del *HTF* se puede determinar el incremento máximo de entalpía en un captador a partir de la ecuación anteriormente mostrada:

$$\dot{Q}_{captador} = \dot{m}_{HTF} \cdot (h_{sal} - h_{ent})$$

Despejando el incremento de entalpía específica del *HTF* queda:

$$\Delta h_{\max \text{ captador}} = \frac{\dot{Q}_{captador}}{\dot{m}_{HTF \min}} = \frac{294,79}{3,722} = 79,2 \frac{kJ}{kg}$$

Tal como se dijo al comienzo de este apartado, el número de captadores que formarán cada lazo depende del incremento de energía a suministrar al *HTF* entre la entrada y salida del campo solar, y de la potencia térmica de cada colector en el punto de diseño. De forma que se puede establecer la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{lazo} = \dot{m}_{HTF} \cdot \Delta h_{total} = n_{captadores} \cdot (\dot{m}_{HTF} \cdot \Delta h_{captador})$$

Donde \dot{Q}_{lazo} representa la potencia térmica de un lazo (kW), Δh_{total} el incremento de entalpía específica del *HTF* entre la entrada y la salida del campo solar (kJ/kg), y $n_{captadores}$ el número de captadores por lazo.

Δh_{total} se puede calcular con ayuda nuevamente de *EES* ya que las temperaturas de entrada y salida del campo solar son conocidas, 293 y 393 °C, respectivamente. Y junto con $\Delta h_{\max \text{ captador}}$ ya calculada se puede averiguar $n_{captadores \min}$. De tal manera que [25]:

$$h_{Therminol \text{ VP-1}}(T = 293^{\circ}C) = 539,7 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{Therminol\ VP-1}(T = 393^{\circ}C) = 783,8 \frac{kJ}{kg}$$

$$n_{captadores\ min} = \frac{\Delta h_{total}}{\Delta h_{m\acute{a}x\ captador}} = \frac{783,8 - 539,7}{79,2} = 3,08$$

Se concluye entonces que el número de captadores mínimo por lazo será de cuatro. Si hubiese resultado en un número impar, es práctica común aproximar por exceso al número par más cercano. El motivo es que es necesario que se trate de un número par para que la configuración del campo solar sea del tipo **Alimentación Central**, ya que en esta configuración los colectores que forman parte de un mismo lazo se disponen en forma de “U”, con la entrada y salida del *HTF* en el mismo lado, por lo que cada lado de la “U” debe estar formado por el mismo número de colectores. Esta configuración es la más habitual en las plantas termosolares medianas y grandes gracias a que reduce la longitud de tuberías y permite la entrada de vehículos entre los distintos lazos, facilitando el mantenimiento de los mismos.

Existen dos configuraciones posibles adicionales para el campo solar: **Retorno Directo** y **Retorno Inverso**. La primera es la más simple, pero presenta el inconveniente de que a mayor número de lazos, mayor diferencia de presión existente entre los distintos lazos, por lo que su uso suele reservarse para plantas con pocos lazos. La configuración de Retorno Inverso soluciona el desequilibrio de presiones entre los lazos a cambio de aumentar las longitudes de tubería, incrementando el coste y las pérdidas térmicas y de presión del *HTF* al tener que recorrer una distancia mayor, es por esto por lo que esta configuración apenas se implementa. Imágenes de las tres configuraciones se muestran en la **Figura 6.4** [24], [25].

Dado que en este momento del trabajo no se conoce el tamaño de la planta, la elección de la configuración del campo solar se pospondrá. De manera que si se tratase de una planta pequeña se elegirá la configuración de Retorno Directo, y si fuese una planta de mayor tamaño se elegirá la configuración de Alimentación Central. En ambos casos el número de captadores que formarán cada lazo será de seis, el motivo es que se trata de la disposición más empleada en la industria para el modelo Eurotrough-100 [39].

Para finalizar este apartado se va a calcular la potencia térmica que suministra un lazo y el flujo másico real que circulará por cada lazo en el punto de diseño, ya que el flujo másico mínimo del *HTF* se correspondía con el número de colectores mínimo por lazo. Al aumentar el número de captadores por lazo es necesario incrementar el flujo másico en la misma proporción, ya que de no ser así el incremento de entalpía que sufriría el *HTF* sería mayor que el diseñado, provocando un aumento de su temperatura por encima del límite de 393 °C. De forma que [25]:

$$\dot{m}_{HTF} = \dot{m}_{HTF\ min} \cdot \frac{n_{captadores}}{n_{captadores\ min}} = 3,722 \cdot \frac{6}{3,08} = 7,251 \frac{kg}{s}$$

Este aumento del flujo másico es debido al aumento en la misma proporción de la velocidad del flujo respecto a su velocidad mínima, por lo que no habrá problema respecto al número de Reynolds, pero sí es necesario comprobar el valor de dicha velocidad para evitar una pérdida de carga excesiva a lo largo del lazo. Debido a esto es recomendable que la velocidad no sea superior a los 3 m/s [25]:

$$V = V_{\min} \cdot \frac{n_{\text{captadores}}}{n_{\text{captadores}_{\min}}} = 1,459 \cdot \frac{6}{3,08} = 2,842 \frac{m}{s}$$

Se comprueba que tampoco existe problema en este aspecto.

El último cálculo a realizar en este apartado será el correspondiente a la potencia térmica de un lazo, que al estar formado por seis colectores es el siguiente:

$$\dot{Q}_{\text{lazo}} = 6 \cdot \dot{Q}_{\text{captador}} = 6 \cdot 294,79 = \mathbf{1.768,75 \text{ kW}}$$

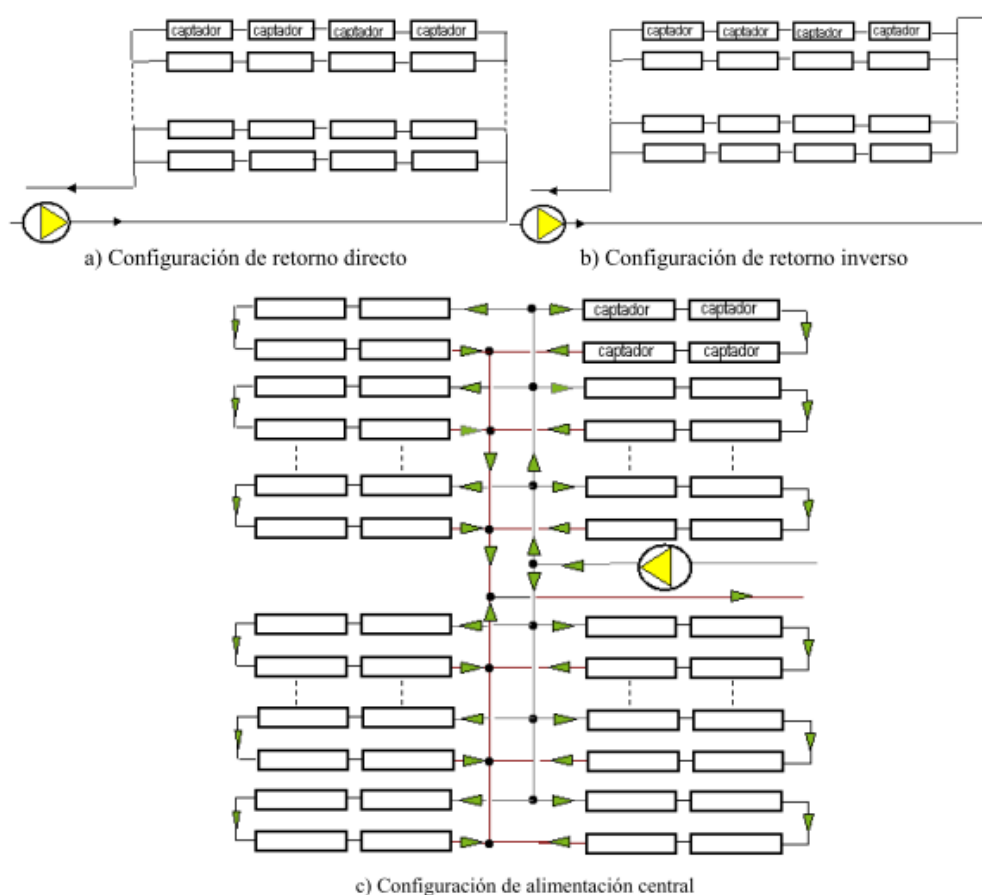


Figura 6.4. Representación de las tres configuraciones básicas para el campo solar (cada lazo está formado por 4 colectores) [62]

6.2 Día Solar Medio

Tal como se verá en el capítulo dedicado al estudio de los posibles esquemas híbridos solar-biomasa, para simplificar el cálculo de la potencia que desarrollará la planta se va a definir un *día ficticio* conocido como **Día Solar Medio**. Se corresponde con la potencia térmica suministrada por un lazo para cada hora de un día cuyos valores de potencia térmica son el resultado de la media aritmética de las potencias de lazo para cada hora del año solar tipo. Es decir, se ha procedido con ayuda de una hoja *Excel* a calcular el ángulo de incidencia, el modificador por ángulo de incidencia, las pérdidas térmicas y finalmente la potencia térmica suministrada por un lazo, tal como se mostró en el ejemplo

anterior para el punto de diseño, para cada hora del año (exceptuando diciembre), y tras esto se ha realizado la media aritmética de los valores obtenidos de potencia para cada hora.

Hay que tener en cuenta que los datos extraídos de la *Agencia Andaluza de la Energía* son de irradiación normal directa ($\text{kJ/m}^2 \cdot \text{h}$), mientras que los datos necesarios son los correspondientes a irradiancia normal directa (kW/m^2), por lo que previamente se han dividido entre 3.600 ($1 \text{ h} = 3.600 \text{ s}$). Los resultados se muestran en la siguiente tabla (**Tabla 6.3**):

Tabla 6.3. Valores de la potencia por lazo para cada hora del *Día Solar Medio*

Hora Solar	Potencia térmica por lazo [kW]
5:00	136,36
6:00	364,65
7:00	567,27
8:00	727,71
9:00	820,82
10:00	858,21
11:00	861,38
12:00	857,98
13:00	861,38
14:00	858,21
15:00	820,82
16:00	727,71
17:00	567,27
18:00	364,65
19:00	136,36

Las potencias térmicas no mostradas para el resto de horas valen cero. Se observa que estos valores de potencia presentan simetría respecto a las 12:00 hora solar, lo cual resulta más evidente en el gráfico de la **Figura 6.5**. En dicho gráfico el flujo de calor neto se refiere a la potencia térmica de un lazo, para diferenciarlo del flujo de calor bruto en el que aún no se han considerado las pérdidas térmicas.

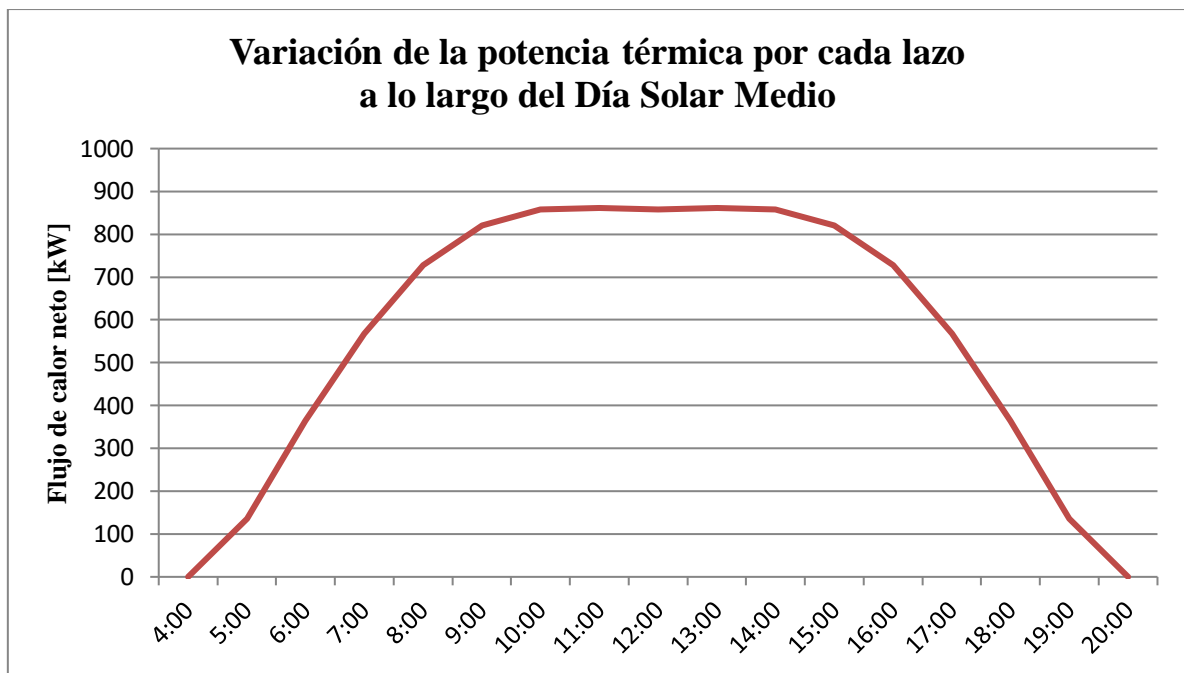


Figura 6.5. Distribución horaria de la potencia térmica por lazo durante el Día Solar Medio

7. Esquemas de Planta Híbridos Solar – Biomasa

7.1 Introducción

En este apartado del proyecto se van a estudiar distintas configuraciones híbridas solar - biomasa para la futura central con el objetivo de elegir la más adecuada. Buscando en la bibliografía existente se encuentran dos posibles ubicaciones para la caldera de biomasa: integrada en el circuito del *HTF* en paralelo al campo solar (**Figura 7.1**), y situada en el circuito agua-vapor (**Figura 7.2**). En este segundo caso existen además variedad de esquemas del ciclo de potencia, tales como situar la caldera de biomasa en paralelo al tren de generación de vapor solar, en serie al mismo, puede usarse también como recalentador si se opta por un sistema con recalentamiento intermedio, etc.

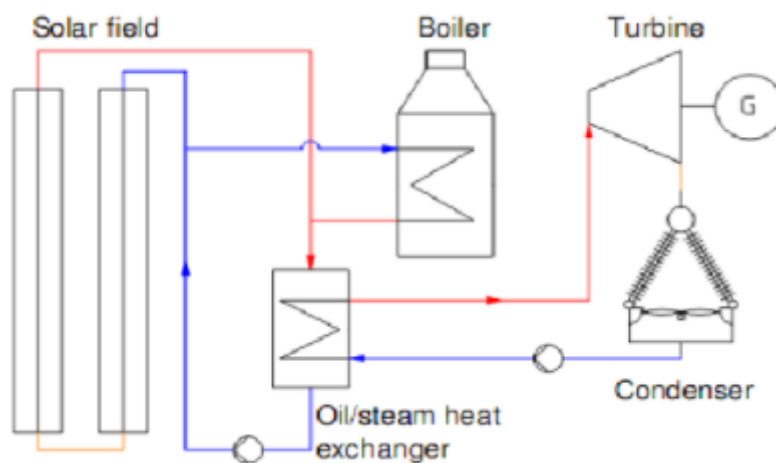


Figura 7.1. Esquema de planta con la caldera integrada en el circuito del *HTF* en paralelo al campo solar [63]

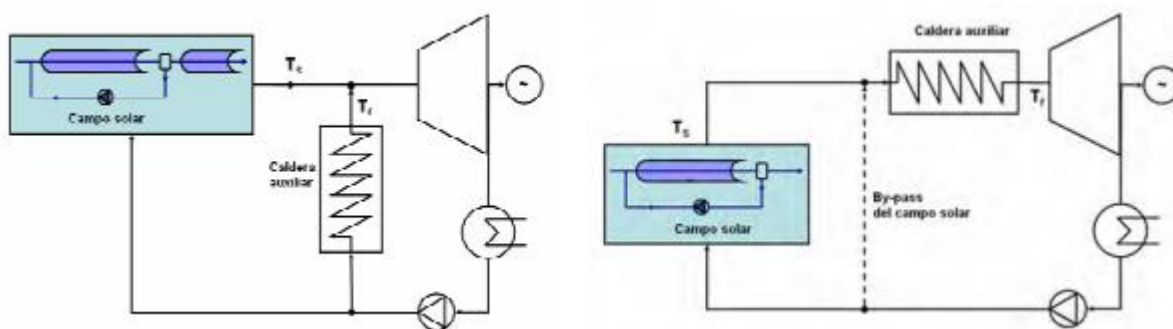


Figura 7.2. Esquemas de planta con la caldera integrada en el circuito agua-vapor en paralelo (izquierda) y en serie (derecha) al tren de generación de vapor [17]

En el caso de que la caldera esté situada en el circuito del *HTF* cabría plantearse inicialmente también la posibilidad de que la caldera se encuentre en serie con el campo solar, pero dado que la temperatura del aceite sintético está limitada a unos 400 °C y esta temperatura ya se alcanza con la radiación solar, no supone una mejora del rendimiento térmico del ciclo. Esta configuración únicamente presentaría la ventaja de reducir el número de captadores por lazo, ya que, dado que el aceite es parcialmente calentado en la caldera, la elevación de temperatura (o incremento de entalpía)

necesario para alcanzar la temperatura máxima sería inferior, necesitándose una menor superficie de captación solar.

A pesar de la ventaja antes mencionada para la caldera integrada en serie con el campo solar, resulta más atractivo situar la caldera en paralelo al campo solar ya que además de reducir la superficie de captación solar necesaria para conseguir una determinada potencia (en este caso no se reduciría el número de captadores por lazo, pero sí el número total de lazos), evita que parte del *HTF* tenga que recorrer el campo solar con la pérdida de carga que eso supone. Este esquema permite además a la planta operar con independencia del recurso solar, ya que el calor aportado por la caldera puede adaptarse al nivel de irradiación existente en cada momento de forma que la producción de vapor se mantenga constante y se evite que la turbina trabaje a carga parcial, con la disminución del rendimiento asociada. Teniendo esto presente, el primer esquema de planta que se analizará será aquel con la caldera de biomasa integrada en el circuito del *HTF* y en paralelo al campo solar, que además se trata del esquema que posee la única planta termosolar CCP hibridada con biomasa en el mundo: la planta española Termosolar Borges, situada en Les Borges Blanques (Lérida) [64].

Aparte de la posibilidad de equilibrar el consumo de biomasa al nivel de irradiancia para conseguir que la potencia desarrollada por la planta sea constante, otra gran ventaja potencial asociada al uso combinado de ambas tecnologías es la capacidad de superar el límite de 380 °C del vapor si a la salida del tren de generación de vapor solar este es sobrecalentado gracias a la biomasa. Con este sobrecalentamiento adicional del vapor es posible conseguir un mayor rendimiento térmico, y por tanto aumentar la potencia desarrollada por la planta. Con estas ideas en mente se ha diseñado el segundo esquema que se presentará más adelante en este capítulo.

En el esquema 2 la caldera de biomasa se encontrará integrada en el circuito agua-vapor en paralelo y en serie al tren de generación de vapor solar, de forma que sea posible compensar la producción de vapor solar con la de origen biomásico para desarrollar siempre la misma potencia, al mismo tiempo que permite el sobrecalentamiento adicional del vapor antes comentado. Es decir, la configuración propuesta para la planta permitirá aprovechar las dos principales ventajas antes mencionadas.

7.2 Consideraciones e Hipótesis

Como fase previa al diseño y análisis de cualquier esquema de planta, se introducirán en primer lugar todas aquellas consideraciones e hipótesis que se tendrán en cuenta en todos los esquemas de plantas que se estudiarán, estas son las siguientes:

- Todos los equipos operan de forma “pseudo-estacionaria” (las condiciones de operación de la planta cambian continuamente, pero se ha realizado una discretización para cada hora de funcionamiento, considerándose que dichas condiciones no cambian durante esa hora), y no existen variaciones en las energías cinética y potencial gravitatoria.
- Los fluidos de trabajo no sufren pérdidas de presión ni de calor con el exterior a través de los equipos que atraviesan ni a través de las tuberías que los conectan.
- Tanto el aire como los humos de combustión se comportarán como gases ideales.

- La combustión de la biomasa en la caldera será completa considerándose el valor mínimo de $x = 338,6 \frac{\text{kmol aire seco}}{\text{kmol } C_{40}H_{56}O_{29}N}$ calculado en un capítulo anterior de este trabajo.
- El rendimiento isoentrópico de las turbinas y bombas son del 85 y el 75 %, respectivamente [14].
- El valor mínimo del título de vapor a la salida de la turbina para asegurar que no se provoca una erosión excesiva sobre sus álabes será del 87 % [14].
- La presión de condensación es de 0,06 bar [13].
- El agua de alimentación y el condensado salen como líquido saturado del desgasificador y del condensador, respectivamente.
- Se considerará el mismo valor para el *DCA (Drain Cooling Approach)*, y la *TTD (Terminal Temperature Difference)* en todos los precalentadores de agua, independientemente de que sean de alta o baja presión, tomándose para el *DCA* un valor de 5,5 °C y de 1,5 °C para la *TTD*.
- Por simplicidad se tomará un valor de 0 °C para el *Approach Point* del tren de generación de vapor.
- Se tomará el valor de la temperatura media anual de la ubicación elegida para la planta como temperatura del aire de entrada en la caldera (18 °C), mientras que la temperatura de los humos a su salida de la caldera en ningún caso será inferior a 100 °C para evitar las posibles condensaciones ácidas de los óxidos de azufre y nitrógeno capaces de provocar corrosión en la chimenea de la caldera. Aunque es cierto que por simplicidad no se ha considerado en este trabajo la formación de óxidos de azufre ni de nitrógeno, en la realidad estarán presentes, por lo que es necesario imponer una temperatura límite para los humos que evite este problema [15], [57].
- Se considerará una temperatura de unos 1.000 °C para los humos a su salida del hogar, que es una temperatura de operación habitual para las calderas de parrillas como la elegida en este trabajo [11].
- La diferencia de temperatura mínima entre los fluidos caliente y frío en cualquier intercambiador de calor dependerá de la naturaleza de los fluidos (líquidos o gases) y de la forma en que dicha transferencia de calor se lleve a cabo (exista o no cambio de fase de alguno de los fluidos). Esto es debido a los diferentes valores que pueden llegar a tomar los coeficientes de transferencia de calor involucrados, pudiendo resultar en intercambiadores demasiado grandes y caros si se toma una diferencia de temperaturas demasiado pequeña. Teniendo esto en cuenta se tomarán los siguientes valores mínimos [39], [42]:
 - Gas – gas: 25 °C.
 - Gas – líquido: 15 °C.
 - Pinch Point (evaporador): 7 °C.
- La condensación del vapor húmedo a su salida de la turbina se realizará mediante un aerocondensador. Se ha optado por este sistema por resultar inviable la refrigeración por

captación directa del agua al estar situada la planta lejos de la costa. Además, el agua es un recurso limitado y con elevada demanda de los cultivos de regadío de la zona, razón por la cual se ha descartado también el sistema de torre de refrigeración.

- Se va a aprovechar toda la biomasa potencialmente disponible, de forma que el consumo de biomasa a lo largo todo el año será igual a la cantidad de biomasa estimada en el **capítulo 5** de este trabajo. Esto permitirá maximizar la producción de trabajo anual. Este hecho se puede considerar como un factor crítico en el dimensionado de la planta.
- Se supondrá que no existe riego de congelación del *HTF*. Esto implica que cuando no haya irradiación solar no circulará *HTF* a través de los lazos del campo solar.

7.3 Esquema 1

Tal como se ha dicho, el primer esquema de planta a analizar será aquel con la caldera de biomasa integrada en el circuito del *HTF* en paralelo al campo solar y además se va a intentar potenciar su principal ventaja: la continuidad de operación de la planta con independencia de la irradiación solar. Es cierto que existen sistemas de almacenamiento térmico (SAT) en plantas termosolares (principalmente basados en sales fundidas a alta temperatura) para intentar paliar esta variabilidad de las condiciones de operación, pero estos sistemas además de requerir una inversión muy superior al necesitar un mayor número de lazos y por la compra de las propias sales, no solucionan completamente el problema. Esto es debido a que, lógicamente, estos sistemas se diseñan teniendo en cuenta aspectos económicos tales como el plazo de recuperación de la inversión, de forma que en la práctica existe un límite superior en el número de lazos para el sistema de almacenamiento térmico de una determinada planta que maximiza la rentabilidad económica, el cual es inferior al número de lazos necesario para que la turbina trabaje durante todo el año a plena carga [42].

Desde este punto de vista se va a diseñar y optimizar una planta capaz de operar todo el año a plena carga ininterrumpidamente sin necesitar un SAT, reduciendo los costes de inversión al mínimo. Se deduce entonces que la caldera deberá estar funcionamiento continuamente, pero a carga variable, siendo máxima cuando no exista irradiación solar y mínima cuando la irradiación solar sea máxima (punto de diseño solar). Además, otro punto positivo a considerar de esta forma de operación es que se evitan los arranques y paradas diarios, o con cierta frecuencia, de la caldera, alargándose su vida útil y reduciéndose el mantenimiento de la misma.

Para poder establecer el esquema del ciclo de potencia (circuito agua-vapor) de la planta es necesario previamente estimar la potencia que desarrollará la central, ya que tal y como se observa en la **Tabla 7.1**, según la potencia que desarrolle suelen ser más convenientes unos valores u otros para los distintos parámetros del ciclo de potencia. Un ejemplo característico de estos parámetros es el número de extracciones, observándose que a mayor potencia desarrollada, mayor número de extracciones y por tanto mayor número de precalentadores de agua de alimentación. Fijadas el resto de variables que intervienen en un ciclo de potencia, un mayor número de precalentadores de agua de alimentación consigue aumentar el rendimiento térmico del ciclo, lo cual es positivo desde el punto de vista termodinámico independientemente de la potencia desarrollada, pero no siempre estará justificado desde una perspectiva económica. Un mayor número de precalentadores de agua supone una mayor complejidad técnica y mayores costes de inversión, y dado que en última instancia los

ingresos obtenidos dependen de la potencia desarrollada, es necesario comprobar que resulta rentable.

Tabla 7.1. Parámetros característicos de los ciclos de Rankine en función de la potencia [17]

Potencia (MWe)	Nº de extracciones	Temperatura entrada turbina (°C)	Presión entrada turbina (bar)	Rendimiento isentrópico turbina
5 MWe	2	500	65	0.75
10 MWe	3	500	70	0.8
20 MWe	3	550	80	0.85
50 MWe	4	550	90	0.9
100 MWe	5	550	100	0.9
200 MWe	6	560	110	0.91
300 MWe	6	560	110	0.91
400 MWe	7	560	110	0.92
500 MWe	7	560	110	0.92

Por tanto, los pasos que se van a seguir para realizar el diseño de todos los esquemas de planta que se analizarán son los siguientes:

- 1) Estimar la potencia que desarrollará la planta teniendo en cuenta que al cabo del año se consumirá toda la biomasa de la que se dispone anualmente. Para este propósito se usarán los valores de potencia térmica por lazo correspondientes al *Día Solar Medio* que se introdujeron en el capítulo anterior de este trabajo. Tal como se verá en el siguiente subapartado, el concepto de *Día Solar Medio* no es más que un artificio ideado para conocer la potencia máxima que puede desarrollar la planta híbrida a partir de una determinada cantidad de biomasa disponible.
- 2) Realizar la optimización del esquema del ciclo de potencia propuesto.
- 3) Realizar el dimensionado del esquema propuesto para la caldera de biomasa.
- 4) Simular el funcionamiento de la planta una vez ha sido optimizada.

7.3.1 Estimación de la Potencia

Una forma posible de estimar la potencia de la planta consiste en tomar un valor arbitrario para la misma y comprobar cuál es el consumo anual de la planta para dicha potencia. Si la cantidad de biomasa necesaria es superior a la disponible, entonces la potencia supuesta es superior a la que realmente puede llegar a desarrollar la central, y viceversa. Es decir, se podría estimar mediante un proceso de prueba y error. Para evitar tener que realizar este procedimiento iterativo se propone un método basado en el siguiente razonamiento: dado que se pretende que el consumo de biomasa se adapte a las condiciones solares en todo momento, si la irradiación recibida a lo largo de un día es elevada, entonces el consumo de biomasa de ese día será menor, y viceversa. Por tanto, resulta lógico que durante aquel día en el que se reciba un valor de irradiación promedio, el consumo de biomasa durante ese día haya sido también el promedio del conjunto del año. En este momento es cuando entra en juego el concepto de *Día Solar Medio* al que ya se ha hecho mención en repetidas ocasiones.

Se introduce de nuevo como recordatorio la tabla de potencia térmica de un lazo referida a cada hora del este día tan especial:

Tabla 6.2 (repetida). Valores de la potencia por lazo para cada hora del *Día Solar Medio*

Hora Solar	Potencia térmica por lazo [kW]
5:00	136,36
6:00	364,65
7:00	567,27
8:00	727,71
9:00	820,82
10:00	858,21
11:00	861,38
12:00	857,98
13:00	861,38
14:00	858,21
15:00	820,82
16:00	727,71
17:00	567,27
18:00	364,65
19:00	136,36

Se comienza entonces a introducir las distintas ecuaciones en *EES*, teniendo en cuenta la simetría de los valores de potencia térmica de lazo respecto a las 12:00 hora solar anteriormente mencionada para evitar la repetición de ecuaciones. De esta forma se incluirá un subíndice según a la hora a la que se refiera. El subíndice “0” se referirá a todas aquellas horas en la que la potencia del lazo sea nula, el “5” a las 5:00 y 19:00 hora solar, el “6” a las 6:00 y 18:00 hora solar, y así sucesivamente hasta el “12” que está referido a las 12:00 hora solar:

$$\dot{Q}_{comb\ hora\ 0} = \dot{Q}_{comb\ máx}$$

$$\dot{Q}_{comb\ máx} = \dot{Q}_{ent}$$

$$\dot{Q}_{comb\ máx} = \eta_{cald} \cdot \dot{m}_{comb\ máx} \cdot PCI$$

$$\dot{m}_{comb\ hora\ 0} = \dot{m}_{comb\ máx}$$

Donde:

- ✓ $\dot{Q}_{comb\ hora\ 0}$ representa el **flujo de calor de combustión durante la hora “0” (kW)**.
- ✓ $\dot{Q}_{comb\ máx}$ representa el **flujo de calor máximo de combustión (kW)**.
- ✓ \dot{Q}_{ent} representa el **flujo de calor de entrada al ciclo de potencia (kW)**.
- ✓ η_{cald} representa el **rendimiento de caldera**.

- ✓ $\dot{m}_{comb\ máx}$ representa el **flujo másico de combustible máximo** (kg/s).
- ✓ PCI representa el **poder calorífico inferior en base húmeda del combustible** (kJ/kg).
- ✓ $\dot{m}_{comb\ hora\ 0}$ representa el **flujo másico de combustible durante la hora "0"** (kg/s).

El significado de las dos primeras ecuaciones introducidas no es otro que en todas aquellas horas en las que no exista irradiación solar, la caldera estará funcionando a máxima potencia, y dicha potencia térmica debe ser igual al flujo de calor aportado al ciclo de potencia para asegurar que no se interrumpe la producción de energía.

Para evitar extender demasiado esta memoria con la simple introducción de ecuaciones, se va a mostrar únicamente como se verían dichas ecuaciones en *EES* y explicar el significado que tendrían:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{comb\ hora\ i} + \dot{Q}_{sol\ hora\ i} &= \dot{Q}_{ent} \\ \dot{Q}_{comb\ hora\ i} &= \eta_{cald} \cdot \dot{m}_{comb\ hora\ i} \cdot PCI \\ \dot{Q}_{sol\ hora\ i} &= n_{lazos} \cdot \dot{Q}_{lazo\ hora\ i}\end{aligned}$$

Donde:

- ✓ $\dot{Q}_{sol\ hora\ i}$ representa el **flujo de calor del conjunto de lazos durante la hora "i"** (kW)
- ✓ n_{lazos} representa el **número de lazos**.
- ✓ $\dot{Q}_{lazo\ hora\ i}$ representa el **flujo de calor de un lazo durante la hora "i"** (kW).

El resto de términos introducidos son equivalentes a los de la hora "0", pero referidos a la hora "i". La primera ecuación introducida de la hora "i" muestra el modo de operación descrito: el calor aportado por la caldera será tal que sumado al suministrado por el campo solar en un momento dado de cómo resultado la potencia térmica de diseño del ciclo de potencia. Explicado el significado de estas ecuaciones, solo hay que saber que debe introducirse este conjunto de ecuaciones para cada hora del *Día Solar Medio* (consultar **Anexo II**).

Se introducen ahora las ecuaciones relativas al consumo de biomasa tal como se acaba de explicar:

$$\begin{aligned}m_{comb\ día} &= [9 \cdot \dot{m}_{comb\ hora\ 0} + 2 \\ &\quad \cdot (\dot{m}_{comb\ hora\ 5} + \dot{m}_{comb\ hora\ 6} + \dot{m}_{comb\ hora\ 7} + \dot{m}_{comb\ hora\ 8} + \dot{m}_{comb\ hora\ 9} \\ &\quad + \dot{m}_{comb\ hora\ 10} + \dot{m}_{comb\ hora\ 11}) + \dot{m}_{comb\ hora\ 12}] \cdot 3.600 \\ m_{comb\ día} &= m_{comb\ día\ medio} \\ m_{comb\ día\ medio} &= \frac{m_{comb}}{n_{días}} \\ m_{comb} &= 100.407 \cdot 10^3 [kg] \\ n_{días} &= 365 - 31\end{aligned}$$

Donde:

- ✓ $m_{comb\ dia}$ representa la **masa de biomasa consumida durante un día cualquiera (kg)**
- ✓ $m_{comb\ dia\ medio}$ representa la **masa de biomasa consumida durante el *Día Solar Medio* (kg)**
- ✓ m_{comb} representa la **masa total de biomasa disponible anualmente (kg)**.
- ✓ $n_{días}$ representa el **número anual de días de funcionamiento de la planta**.

En la primera ecuación aparece $\dot{m}_{comb\ hora\ 0}$ multiplicado por nueve porque existen nueve horas a lo largo del día en las que no existe irradiación solar, mientras que el dos por el que se multiplican el resto de flujos másicos, exceptuando $\dot{m}_{comb\ hora\ 12}$, es debido a la simetría existente en torno a las 12:00 hora solar anteriormente comentada. Por otro lado, el factor 3.600 por el que aparecen multiplicados los \dot{m}_{comb} (kg/s) es para conocer la masa consumida (kg) a cada hora, mientras que para el cálculo de m_{comb} se multiplica por 10^3 para pasar de toneladas a kilogramos. Igualmente, para el cálculo del número de días de funcionamiento de la planta debe recordarse que durante el mes de diciembre estaría parada por labores de mantenimiento, por lo que al total de días del año se le resta el número de días de diciembre. En resumen, la primera ecuación representa la suma de la masa consumida en cada hora a lo largo de un día cualquiera, mientras que la segunda ecuación implica que se refiere al *Día Solar Medio* al imponer que dicha masa debe ser igual a la masa de biomasa consumida de forma promedio durante un día del año.

A continuación, se procede a considerar las condiciones de funcionamiento de la caldera, que dado que funcionará a carga variable se hace necesario conocer sus condiciones límites para su correcto dimensionamiento. Estas condiciones límite se refieren a los valores de potencia mínima y máxima demandados por la planta. La potencia máxima ya ha sido considerada con las ecuaciones introducidas anteriormente, concretamente se corresponden con las horas en las que no existe irradiación solar (hora “0”), mientras que la potencia mínima de la caldera se dará cuando la irradiación solar sea máxima, es decir, en el punto de diseño solar. Pero antes de introducir las ecuaciones pertinentes en *EES* es necesario establecer qué fracción de carga respecto a la carga máxima representa la carga mínima. Para este propósito se define el **factor de carga (f_c)** [15]:

$$f_c = \frac{\dot{Q}_{comb}}{\dot{Q}_{comb\ máx}}$$

Donde:

- ✓ \dot{Q}_{comb} representa el **flujo de calor instantáneo de la combustión (kW)**.
- ✓ $\dot{Q}_{comb\ máx}$ representa el **flujo de calor máximo de combustión (kW)**.

El valor que se tomará en este estudio será del 30 % ($f_{c_{min}} = 0,3$) [65]. De forma que se introducen las siguientes ecuaciones en *EES*:

$$\dot{Q}_{ent} = \dot{Q}_{sol\ máx} + \dot{Q}_{comb\ min}$$

$$\dot{Q}_{sol\ máx} = n_{lazos} \cdot \dot{Q}_{lazo\ máx}$$

$$\dot{Q}_{lazo\acute{m}ax} = 1.768,75 [kW]$$

$$\dot{Q}_{comb\acute{m}in} = f_{c\acute{m}in} \cdot \dot{Q}_{comb\acute{m}ax}$$

$$f_{c\acute{m}in} = 0,3$$

$$\dot{Q}_{comb\acute{m}in} = \eta_{cald} \cdot \dot{m}_{comb\acute{m}in} \cdot PCI$$

Donde:

- ✓ $\dot{Q}_{sol\acute{m}ax}$ representa el **flujo de calor máximo del conjunto de lazos** (kW).
- ✓ $\dot{Q}_{comb\acute{m}in}$ representa el **flujo de calor mínimo de combustión** (kW).
- ✓ $\dot{Q}_{lazo\acute{m}ax}$ representa el **flujo de calor máximo de un lazo (punto de diseño)** (kW).
- ✓ $\dot{m}_{comb\acute{m}in}$ representa el **flujo másico de combustible mínimo** (kg/s).

Se podría plantear la pregunta de por qué no usarse el valor máximo de potencia térmica por lazo del *Día Solar Medio* para el establecimiento de la potencia mínima de la caldera en vez del punto de diseño solar, ya que hasta ahora se ha empleado en todo momento este día promedio. La respuesta es simple: el *Día Solar Medio* únicamente se ha usado para estimar la potencia de la planta, ya que solo representa el comportamiento promedio anual de la potencia térmica suministrada por un lazo a lo largo de un día, mientras que el dimensionamiento de la caldera debe realizarse en base a sus condiciones más extremas de operación, es decir, según sus condiciones límites. Si se optase por elegir el valor de máxima potencia térmica por lazo correspondiente al *Día Solar Medio*, en todos aquellos momentos en los que la potencia térmica por lazo fuese mayor que la máxima del día promedio provocaría, o bien que la carga de la caldera descendiera por debajo del 30 % tomado como valor mínimo para compensar ese exceso, o bien tendrían que desenfocarse tantos lazos como sea necesario hasta que la potencia térmica suministrada por el conjunto de lazos activos sea la misma que la producida por el número de lazos de diseño operando en las mismas condiciones de máxima potencia por lazo del *Día Solar Medio*. Se trata de dos posibles respuestas para evitar un flujo de *HTF* mayor que el de diseño, que de otra manera provocaría que acabase llegando a la turbina una mayor cantidad de vapor que la diseñada. Dado que ambos efectos son negativos, se comprueba que debe usarse el punto de diseño solar para asegurar el correcto funcionamiento de la planta².

Habiéndose llegado a este punto, solo falta por introducir los valores del poder calorífico inferior en base húmeda del combustible, el rendimiento de caldera, el rendimiento térmico del ciclo de potencia y la ecuación que permita estimar la potencia desarrollada por la planta. Dado que en este momento del trabajo no se conoce el rendimiento de caldera, se va suponer un valor para el mismo, y cuando finalmente se conozca dicho valor entonces se cambiará. Por tanto, es necesario darle un valor parecido al que finalmente se obtenga para que la estimación de la potencia sea adecuada. Un valor

² Estrictamente hablando, la potencia térmica de lazo del punto de diseño solar no es la máxima que podría alcanzarse, sino que deriva del rendimiento óptico a las 12:00 hora solar del día correspondiente al solsticio de verano y del valor de compromiso de 850 W/m² tomado para la irradiancia. Por tanto, en todos aquellos momentos en los que las condiciones solares sean mejores habrá que desenfocar algunos lazos, hecho habitual en cualquier central termosolar [39].

común para el rendimiento de caldera se encuentra entre el 85 y el 90 %, así que se tomará un valor del 88 % ($\eta_{cald} = 0,88$) [5], [14].

De igual forma, dado que tampoco se conoce aún el rendimiento térmico del ciclo de potencia, se supondrá un valor para el mismo y cuando ya se conozca el verdadero valor se sustituirá por él. El valor supuesto debe ser lo suficientemente razonable para que la potencia estimada se parezca a la potencia real que desarrolle la planta, y por tanto el esquema del ciclo de potencia que se diseñe sea adecuado. Teniendo presente que el valor del rendimiento térmico del ciclo de potencia de una planta termosolar de 50 MW correctamente diseñada es de aproximadamente del 39 %, y que tal como se está realizando este primer diseño en el que la caldera estará funcionando continuamente se parecerá más a una planta de biomasa con apoyo termosolar que viceversa, no es de esperar que la planta desarrolle una potencia tan elevada. Por lo que el valor elegido será del 38,5 % ($\eta_t = 0,385$) [42].

Se pueden introducir ahora sí las ecuaciones restantes:

$$PCI = 11.803,4 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\eta_{cald} = 0,88$$

$$\eta_t = 0,385$$

$$\dot{W}_{rankine} = \dot{Q}_{ent} \cdot \eta_t$$

Donde el único término que no ha aparecido hasta el momento es $\dot{W}_{rankine}$ y, evidentemente, se trata de la **potencia generada por el ciclo de Rankine** (potencia desarrollada por la turbina menos los consumos de las bombas de alimentación y condensado) (kW).

Si en este momento se realiza un recuento del número de ecuaciones introducidas en *EES* y del número de variables implicadas, dará un resultado de 51 en ambas, por lo que ya pueden calcularse todas las variables que han sido consideradas. Pero como último paso previo a esto se definirán dos parámetros que permitirán conocer cuanta de la energía producida por la planta es de origen solar y cuanta procede de la biomasa. Estos dos parámetros son la **fracción solar** ($F_{sol_{día}}$) y la **fracción biomásica** ($F_{biomasa_{día}}$), definidos como:

$$F_{sol_{día}} (\%) = \frac{Q_{sol_{día}}}{Q_{ent_{día}}} \cdot 100$$

Y

$$F_{biomasa_{día}} (\%) = \frac{Q_{comb_{día}}}{Q_{ent_{día}}} \cdot 100$$

Donde:

- ✓ $Q_{ent_{día}}$ representa el **calor de entrada al ciclo de potencia durante un día (kJ)**.
- ✓ $Q_{sol_{día}}$ representa el **calor aportado por el conjunto de lazos durante un día (kJ)**.

✓ $Q_{comb_{día}}$ representa el **calor procedente de la combustión durante un día (kJ)**.

Se podrían definir estas fracciones para cualquier intervalo de tiempo, pero se ha decidido que estén referidas para todo el día con el fin de obtener una imagen de conjunto, que además coincidiría con el promedio anual. A las dos ecuaciones anteriores se incluyen las siguientes en *EES*:

$$Q_{ent_{día}} = Q_{sol_{día}} + Q_{comb_{día}}$$

$$Q_{sol_{día}} = [2 \cdot (\dot{Q}_{lazo_{hora\ 5}} + \dot{Q}_{lazo_{hora\ 6}} + \dot{Q}_{lazo_{hora\ 7}} + \dot{Q}_{lazo_{hora\ 8}} + \dot{Q}_{lazo_{hora\ 9}} + \dot{Q}_{comb_{hora\ 10}} + \dot{Q}_{lazo_{hora\ 11}}) + \dot{Q}_{lazo_{hora\ 12}}] \cdot 3.600 \cdot n_{lazos}$$

$$Q_{comb_{día}} = m_{comb_{día}} \cdot PCI \cdot \eta_{cald}$$

Finalmente se procede a resolver las ecuaciones introducidas en *EES*. La **Tabla 7.2** muestra el consumo de combustible y los flujos de calor solar y de combustión para cada hora del día, mientras que la **Tabla 7.3** muestra los resultados más destacables.

Tabla 7.2. Valores resultantes para el esquema de planta 1 del consumo de combustible y de los flujos de calor solar y de combustión para cada hora del *Día Solar Medio*

	$\dot{m}_{comb} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$\dot{Q}_{comb} (kW)$	$\dot{Q}_{sol} (kW)$
Hora 0	4,128	42.879	-
Hora 5	3,905	40.565	2.314
Hora 6	3,532	36.691	6.188
Hora 7	3,201	33.253	9.627
Hora 8	2,939	30.530	12.349
Hora 9	2,787	28.950	13.929
Hora 10	2,726	28.316	14.564
Hora 11	2,721	28.262	14.618
Hora 12	2,726	28.320	14.560

Tabla 7.3. Principales valores resultantes para el esquema de planta 1

$\dot{m}_{comb\ min} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$\dot{m}_{comb\ max} \left(\frac{kg}{s} \right)$	n_{lazos}	$\dot{Q}_{ent} (kW)$	$\dot{W}_{rankine} (kW)$	$F_{sol\ día} (\%)$	$F_{biomasa\ día} (\%)$
1,238	4,128	16,97	42.879	16.509	15,72	84,28

Se observa que la potencia mecánica del ciclo de Rankine estimada es de unos 16,5 MW, son necesarios 17 lazos, y la energía producida por la planta es de origen en un 15,7% solar y en un 84,3 % biomásica. Dado que ya se dispone de la potencia aproximada que desarrollará la planta, se está en condiciones de iniciar el diseño del ciclo de potencia que desarrollará la central.

7.3.2 Ciclo de Potencia

Tomando como referencia los datos mostrados en las **Tabla 7.1** para una planta de 20 MW, se propone el esquema del ciclo de potencia con tres extracciones de la turbina mostrado en la **Figura 7.3**. Se ha incluido un proceso de recalentamiento intermedio debido a la baja temperatura que es capaz de alcanzar el vapor a su salida del sobrecalentador. Gracias al mismo se evita que el vapor alcance una humedad excesiva que pudiese erosionar los álabes de la turbina a su salida al mismo tiempo que aumenta el rendimiento térmico del ciclo al conseguir un mayor aprovechamiento de la energía potencial del vapor tras su expansión en la turbina de baja presión. Este proceso de recalentamiento intermedio es habitual en las plantas termosolares CCP debido al límite de temperatura máxima del *HTF* [15], [42].

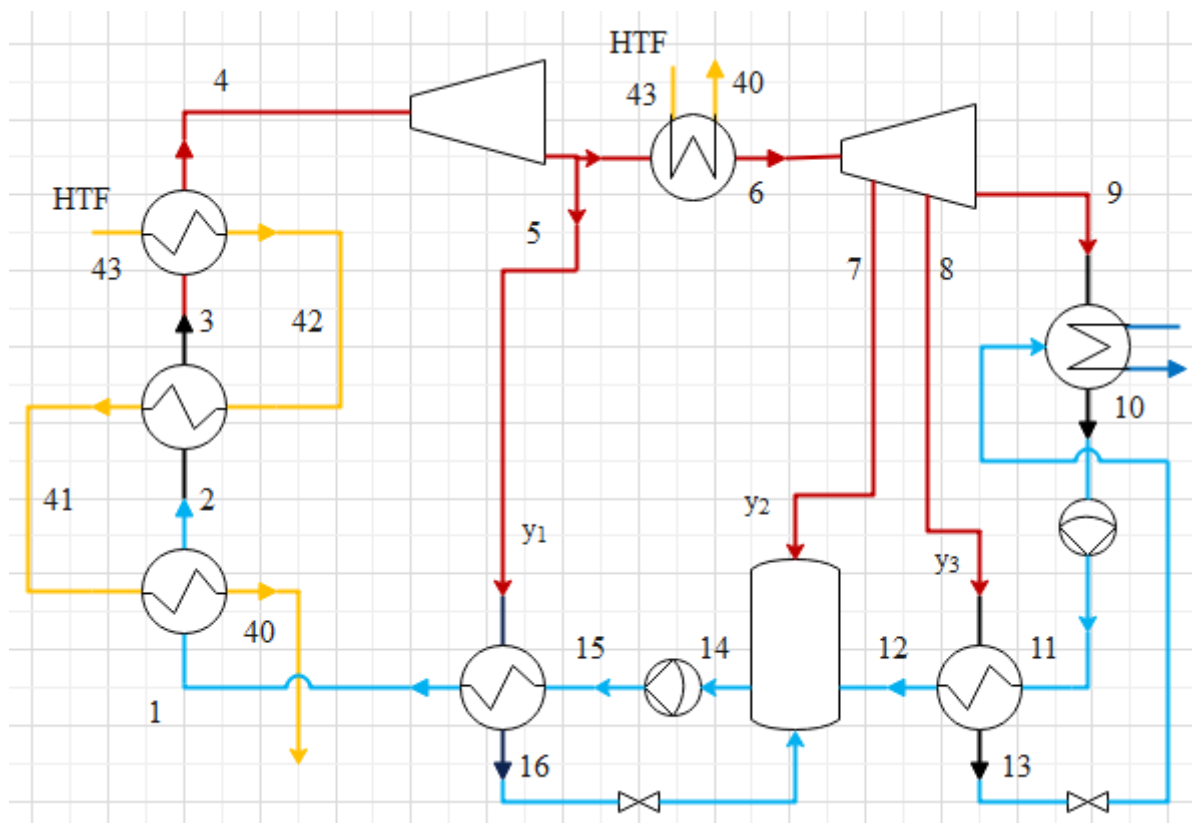


Figura 7.3. Esquema del ciclo de potencia propuesto para la planta con la caldera de biomasa en paralelo al campo solar

Al igual que se hizo en el subapartado anterior con las ecuaciones relativas al *Día Solar Medio*, para evitar extender esta memoria solo se indicarán los equipos que conformarán el ciclo de potencia y las explicaciones pertinentes, así como los resultados obtenidos tras su optimización. Puede consultarse el **Anexo III** para mayor detalle.

Los equipos que aparecen en el esquema son los habituales en cualquier ciclo de Rankine, por lo que no merecen indicación especial. Únicamente hay que destacar el proceso de optimización realizado en *EES* para obtener los valores de presión de las extracciones de la turbina de baja presión y la correspondiente a la presión de recalentamiento.

Respecto a la presión de recalentamiento se ha tomado como valor óptimo el que poseería el vapor a la salida de la turbina de alta presión hasta alcanzar el estado de vapor saturado. La idea básica detrás de esta elección consiste en conseguir la mayor producción de trabajo posible en la turbina de alta presión sin llegar a iniciar el cambio de fase gas-líquido, evitando que parte del calor del proceso de recalentamiento tenga que emplearse en evaporar la fracción de líquido que de otra forma hubiera resultado. Gracias a esto se consigue que la temperatura promedio de absorción de calor sea la mayor posible, maximizando el rendimiento térmico del ciclo [66].

En relación al método seguido para elegir las presiones de extracción, existen estudios que demuestran que el rendimiento térmico máximo se consigue cuando existen saltos isoentálpicos en cada fase de expansión de la turbina. Es decir, se impondrá que el incremento de entalpía específica entre la entrada de la turbina y la primera extracción sea igual al incremento de entalpía entre la primera y la segunda extracción, que sea a su vez también igual al incremento de entalpía entre la segunda y la tercera extracción, y así sucesivamente [17], [67].

Introducidas en *EES* todas las ecuaciones necesarias para su modelado, se puede comprobar que el número de ecuaciones introducidas es una unidad menor que el número de variables, por lo que se realizará una tabla paramétrica en función de la presión de entrada a la turbina de alta presión y analizar los resultados que se obtenga para seleccionar el valor más adecuado. Los resultados se muestran en la **Tabla 7.4** para un rango de presiones de entre 80 y 120 bares, siendo las variables representadas de izquierda a derecha las siguientes: presión de entrada en la turbina de alta presión, título de vapor a la salida de la turbina de baja presión y rendimiento térmico del ciclo.

Se puede observar que a medida que aumenta la presión aumenta el rendimiento térmico y disminuye el título de vapor. Dado que el título de vapor mínimo admisible se estableció en un 87 %, el rendimiento térmico máximo se corresponderá a dicho valor mínimo de calidad del vapor. La **Figura 7.4** muestra el efecto descrito de la presión sobre el rendimiento térmico y el título de vapor, en el que además se ha señalado con una línea vertical el valor óptimo de presión correspondiente a un título de 0,87. La presión buscada es de 106,6 bar, con un rendimiento térmico asociado del 38,9 %. La **Figura 7.5** muestra el diagrama T-s del ciclo, mientras que los valores de presión, temperatura y título de vapor para cada estado se muestran en la **Tabla 7.5**. Un resumen de los caudales de vapor y de la potencia desarrollada por la planta se mostrará cuando esta haya sido validada, así como también los diagramas de calor transferido-temperatura (**diagramas Q-T**) en el tren de generación de vapor solar y los precalentadores cerrados para mostrar su funcionamiento.

Tabla 7.4. Tabla paramétrica del ciclo de potencia correspondiente al esquema de planta 1 usando como parámetro la presión de entrada a la turbina de alta presión

$P_4(\text{bar})$	x_9	η_t
50	0,9613	0,3555
54,17	0,9527	0,3593
58,33	0,9446	0,3628
62,5	0,9369	0,366
66,67	0,9295	0,369
70,83	0,9225	0,3718
75	0,9157	0,3744
79,17	0,9091	0,3768
83,33	0,9028	0,379
87,5	0,8966	0,3811
91,67	0,8906	0,383
95,83	0,8847	0,3848
100	0,879	0,3865
104,2	0,8733	0,3881
108,3	0,8678	0,3896
112,5	0,8623	0,391
116,7	0,8569	0,3923
120,8	0,8515	0,3934
125	0,8462	0,3945
129,2	0,8408	0,3955
133,3	0,8356	0,3964
137,5	0,8303	0,3972
141,7	0,825	0,398
145,8	0,8196	0,3986
150	0,8143	0,3992

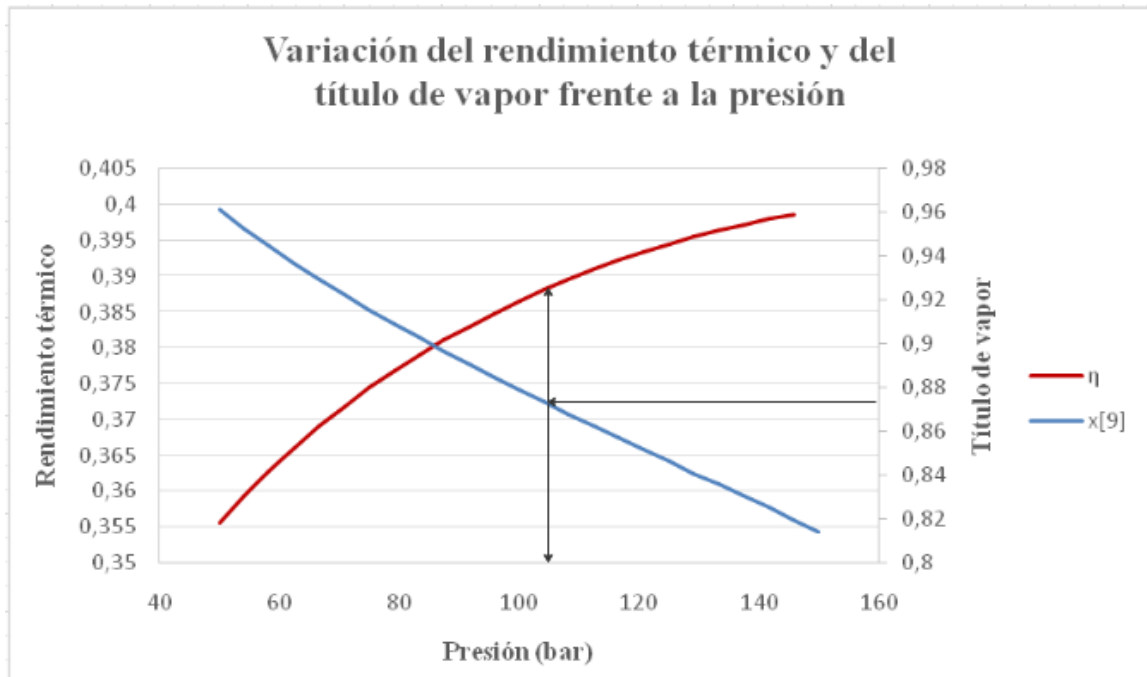


Figura 7.4. Variación del rendimiento térmico y del título de vapor a la salida de la turbina en función de la presión en el esquema de planta 1

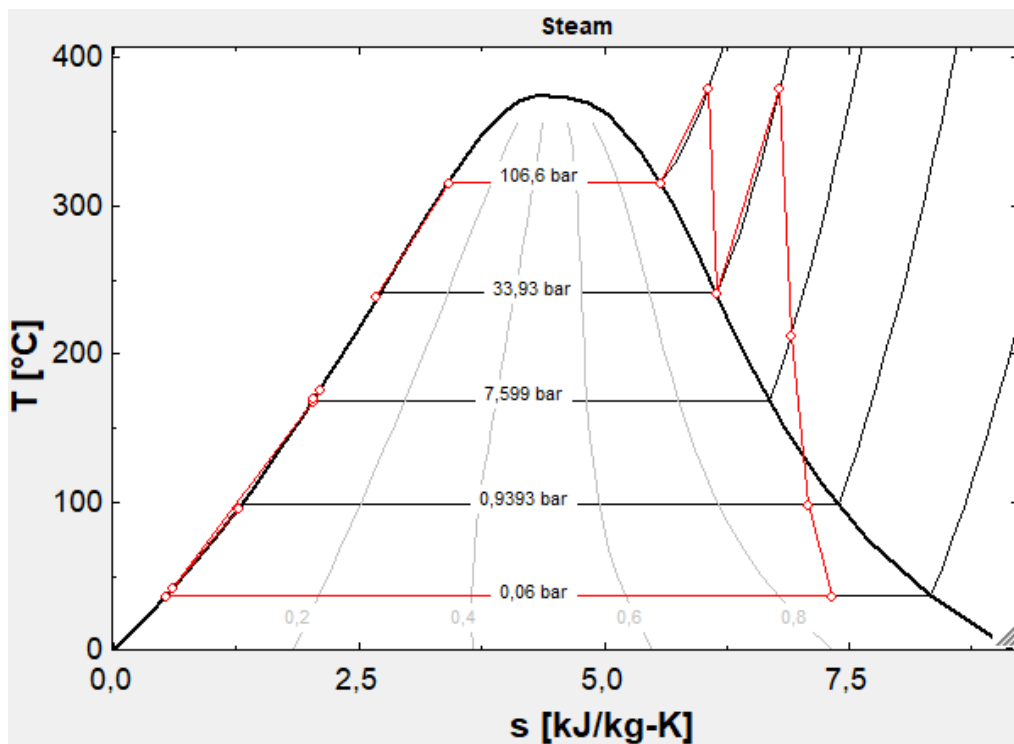


Figura 7.5. Diagrama T-s del Ciclo de Potencia del Esquema 1

Tabla 7.5. Valores de presión, temperatura y título del esquema 1

Estado	T (°C)	P (bar)	x
1	239,3	106,6	-
2	315,8	106,6	0
3	315,8	106,6	1
4	380	106,6	-
5	240,8	33,93	1
6	380	33,93	-
7	212,5	7,599	-
8	97,89	0,9393	0,9507
9	36,17	0,06	0,8701
10	36,17	0,06	0
11	36,25	7,599	-
12	96,39	7,599	-
13	41,75	0,9393	-
14	168,3	7,599	0
15	170,4	106,6	-
16	175,9	33,93	-
40	304	11	-
41	322,8	11	-
42	380,1	11	-
43	393	11	-

7.3.3 Caldera de Biomasa

A continuación, se modelará la caldera de biomasa en *EES* tal como se ha hecho anteriormente con el ciclo de potencia, que como ya se sabe se encontrará integrada en el circuito del *HTF* en paralelo al campo solar. El diseño propuesto es el mostrado en la **Figura 7.6**.

Se observa que en el hogar de la caldera junto con el aire y el combustible introducidos también opera el *HTF*. El motivo no es otro que el de aprovechar el calor en forma de radiación debido a la combustión para calentar el *HTF* al mismo tiempo que protege la superficie interna del hogar de

temperaturas excesivas, tal como realizan las llamadas “paredes de agua” en una caldera de vapor típica, solo que en este caso no se produce evaporación alguna [7], [15].

También se observa que la caldera posee un recuperador de calor aire-humos que permite la transferencia de energía térmica desde los humos antes de su salida por la chimenea al aire antes de su entrada al hogar. Tal como se explicó en el **capítulo 2**, esto permitirá conseguir un mayor rendimiento de caldera.

Las temperaturas de entrada y salida del *HTF* de la caldera serán, evidentemente, las mismas que las del campo solar. Siendo especialmente importante que se asegure que en ningún momento la temperatura de película del *HTF* alcanza temperaturas cercanas a los 420 °C que aceleraría su degradación debido al cracking térmico [39], [42].

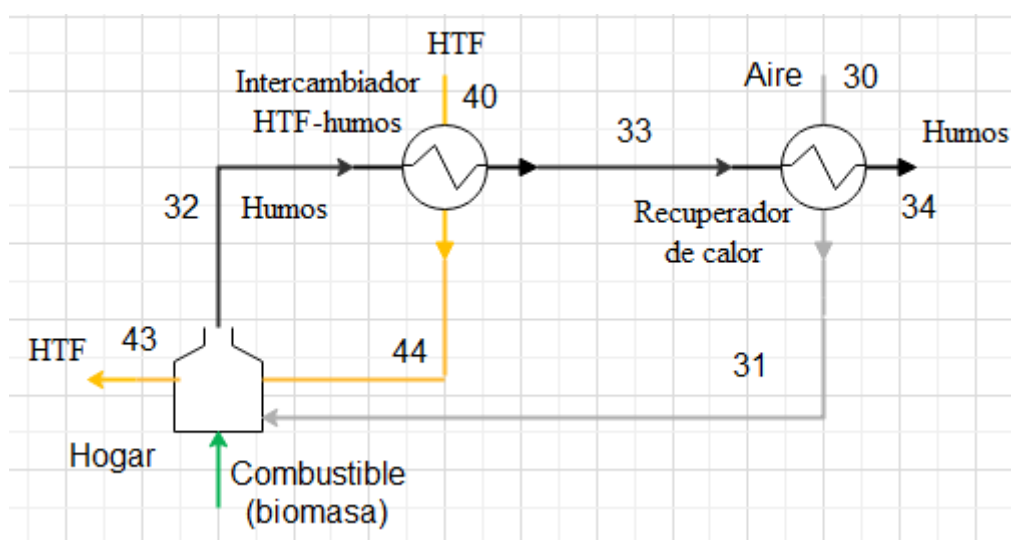


Figura 7.6. Esquema de caldera propuesta para la planta con la caldera de biomasa en paralelo al campo solar

Otro detalle importante a mencionar es la definición de dos parámetros que permitirán comprobar que en ningún caso se sobrepasen las diferencias mínimas de temperatura entre los fluidos caliente y frío en las dos secciones convectivas de la caldera, que en el caso del recuperador de calor es de 25 °C y en el del intercambiador *HTF*-humos es de 15 °C. Dichos parámetros son:

$$\Delta T_{recup} = T_{33} - T_{31}$$

$$\Delta T_{intercamb} = T_{33} - T_{40}$$

Donde:

- ✓ ΔT_{recup} representa la **diferencia de temperatura entre los humos a la entrada del recuperador de calor y el aire a su salida (°C).**
- ✓ $\Delta T_{intercamb}$ representa la **diferencia de temperatura entre los humos a la salida del intercambiador de calor *HTF* - humos y el *HTF* a su entrada (°C).**

El modelado de cada elemento de la caldera y los balances de energía se han realizado tal como se explicó al final del **subapartado 2.3.8** a partir de las consideraciones e hipótesis iniciales (**apartado 7.2**), y pueden consultarse en el **Anexo IV**. También se han establecido la temperatura de entrada del *HTF*, obtenida del ciclo de potencia (T_{40}), y "x", kilomoles de aire seco por kilomol de biomasa seca. Este último se ha fijado a 338,6, que es el valor mínimo que se calculó en el **capítulo 5** que aseguraba que no produciría biomasa inquemada, ya que cuanto menor sea el aire introducido menores serán las pérdidas por humos y por tanto mayor rendimiento. A modo de resumen, las principales ecuaciones introducidas (balances de energía en cada elemento) han sido:

Recuperador de Calor:

$$\dot{m}_{aire} \cdot \sum_j f_{m_j} \cdot (h_{j_{31}} - h_{j_{30}}) = \dot{m}_{humos} \cdot \sum_i f_{m_i} \cdot (h_{i_{33}} - h_{i_{34}})$$

Hogar:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{comb} \cdot PCI &= \dot{m}_{HTF} \cdot (h_{43} - h_{44}) \\ &+ \left[\dot{m}_{humos} \cdot \sum_i f_{m_i} \cdot (h_{i_{32}} - h_{i_{ref}}) - \dot{m}_{aire} \cdot \sum_j f_{m_j} \cdot (h_{j_{31}} - h_{j_{ref}}) \right] \end{aligned}$$

Intercambiador *HTF* – Humos:

$$\dot{m}_{HTF} \cdot (h_{44} - h_{40}) = \dot{m}_{humos} \cdot \sum_i f_{m_i} \cdot (h_{i_{32}} - h_{i_{33}})$$

Donde todos los términos que aparecen son conocidos, incluyendo f_{m_i} y f_{m_j} que representan las fracciones másicas de los componentes i y j de los humos y del aire, respectivamente.

Aparte de las ecuaciones anteriores, una ecuación adicional que se introducirá es la relativa al cálculo de la **temperatura adiabática de llama** (T_{adiab}). Se trata de la temperatura hipotética a la que saldrían los humos del hogar si todo el calor generado en la combustión se emplease en elevar su temperatura. Aunque no es una temperatura real, servirá para representar el diagrama Q-T de la caldera de biomasa que posteriormente se realizará. La ecuación necesaria es la siguiente [58]:

$$\dot{m}_{comb} \cdot PCI = \left[\dot{m}_{humos} \cdot \sum_i f_{m_i} \cdot (h_{i_{adiab}} - h_{i_{ref}}) - \dot{m}_{aire} \cdot \sum_j f_{m_j} \cdot (h_{j_{31}} - h_{j_{ref}}) \right]$$

En este momento si se realizase una tabla paramétrica en función del flujo másico de combustible (\dot{m}_{comb}) habiéndose fijado el valor mínimo de 25 °C para ΔT_{recup} y el de 15 °C para $\Delta T_{intercamb}$, a la vez que se mantiene libre la variable que representa la temperatura de salida de los humos de la caldera (T_{34}), se obtendría un valor para esta de 91,53 °C. Dado que este valor no es admisible porque provocaría condensaciones ácidas de los humos, se optará por mantener libre la variable ΔT_{recup} y fijar el valor de T_{34} a 115 °C. De esta forma se podría comprobar que el valor obtenido

para ΔT_{recup} sería de 52,11 °C, lo cual sí es admisible por ser mayor que 25 °C, consiguiéndose un rendimiento de caldera del 92,58 %.

La **Tabla 7.6** muestra la temperatura de los humos, *HTF* y aire en cada sección de la caldera, debiéndose recordar que los 1.000 °C se corresponden con la temperatura de salida de los humos del hogar, la cual es una variable que se fijó por ser un valor típico en una caldera de parrilla. Y de igual forma que para el ciclo de potencia, cuando se conozca la potencia real se mostrará un resumen de los caudales y del calor transferido en cada sección convectiva de la caldera, así como su diagrama Q-T correspondiente.

Tabla 7.6. Valores de temperatura en la caldera de biomasa del esquema 1

	Aire		Humos				HTF		
Estado	30	31	Adiab	32	33	34	40	43	44
T (°C)	18	266,9	1.326	1.000	319	115	304	393	363,6

Se ha podido comprobar que los valores calculados del rendimiento térmico y de caldera son similares a los que inicialmente se supusieron para estimar la potencia que desarrollaría la planta, por lo que en este momento ya se está en condición de determinar la potencia real que desarrollará la planta.

7.3.4 Actualización de la Potencia Real

Aparte de sustituir los valores del rendimiento térmico y de caldera inicialmente supuestos por los reales, para conocer la potencia eléctrica neta que desarrollará la planta es necesario tener en cuenta los consumos eléctricos de los sistemas auxiliares, destacando los referidos al aerocondensador y a las bombas de *HTF*. Por tanto, es necesario realizar ciertas modificaciones sobre el modelo *EES* creado para la estimación de la potencia (**subapartado 7.3.1**).

Dado que la caldera se encuentra en paralelo al campo solar, existirán dos recorridos distintos para el *HTF*, y por tanto una caída de presión distinta en cada uno de ellos. Si además se tiene en cuenta que los caudales que atraviesan cada uno de los dos recorridos varían según las condiciones solares, los consumos de las bombas de *HTF* serán variables, y en consecuencia también lo será la generación de electricidad de la planta. La solución más simple sería establecer un único sistema de bombeo que suministrase al *HTF* la presión suficiente para superar el recorrido más desfavorable, pero esto provocaría un consumo adicional que resultaría innecesario si se opta por dos sistemas de bombas: uno para el campo solar y otro para la caldera de biomasa.

Teniendo presente lo explicado en el párrafo anterior junto con el hecho de que el consumo del aerocondensador se considera constante al ser constante el flujo de calor que entra en el ciclo de potencia, se puede plantear la siguiente ecuación para cada hora de funcionamiento de la planta:

$$\dot{W}_{neta\ hora\ i} = \dot{W}_{rankine} - \dot{W}_{bomb\ HTF\ lazos\ hora\ i} - \dot{W}_{bomb\ HTF\ cald\ hora\ i} - \dot{W}_{refrig}$$

Donde:

- ✓ $\dot{W}_{neta\ hora\ i}$ representa la **potencia eléctrica neta durante la hora "i" (kW)**.
- ✓ $\dot{W}_{rankine}$ representa la **potencia del ciclo de Rankine** (potencia desarrollada por la turbina menos los consumos de las bombas de alimentación y condensado) (kW).
- ✓ $\dot{W}_{bomb\ HTF\ lazos\ hora\ i}$ representa la **potencia consumida por las bombas de HTF de los lazos durante la hora "i" (kW)**.
- ✓ $\dot{W}_{bomb\ HTF\ cald\ hora\ i}$ representa la **potencia consumida por las bombas de HTF de la caldera durante la hora "i" (kW)**.
- ✓ \dot{W}_{refrig} representa la **potencia consumida por el aerocondensador del sistema de refrigeración (kW)**.

La potencia consumida por un aerocondensador se puede estimar que supone entre un 0,4 y un 0,5 % de la potencia bruta de la turbina (se tomará el 0,5 %) [68]. Por tanto, para conocer el consumo del aerocondensador se hace necesario calcular previamente la potencia bruta de la turbina. Esta potencia bruta se podría hallar a partir del modelo *EES* del ciclo de potencia realizado en el **subapartado 7.3.2**, pero para ello es necesario introducir como dato la potencia del ciclo de Rankine ($\dot{W}_{rankine}$), dato desconocido en este momento. Para hallarlo se recurrirá de nuevo al modelo *EES* usado para estimar la potencia de la planta (**subapartado 7.3.1**), sin más que sustituir los valores supuestos del rendimiento térmico y del caldera por los reales, pudiendo entonces conocer la potencia bruta de la turbina y por tanto el consumo del aerocondensador. Procediendo de esta forma se puede comprobar que los valores de $\dot{W}_{rankine}$ y $\dot{W}_{turb\ bruta}$ (potencia bruta de la turbina) son 17.548 y 17.851 kW, respectivamente, por lo que ya pueden introducirse las ecuaciones necesarias para estimar el consumo del sistema de refrigeración:

$$\dot{W}_{refrig} = \frac{0,5}{100} \cdot \dot{W}_{turb\ bruta}$$

$$\dot{W}_{turb\ bruta} = 17.851 [kW]$$

Mientras que la potencia consumida por las bombas de *HTF* puede ser calculada mediante las siguientes ecuaciones:

$$\dot{W}_{bomb\ HTF\ lazos\ hora\ i} = \frac{\frac{\dot{m}_{HTF\ lazos\ hora\ i} \cdot \Delta P_{lazos\ hora\ i} \cdot 100}{\rho_{HTF}}}{\eta_{bomb}}$$

$$\dot{W}_{bomb\ HTF\ cald\ hora\ i} = \frac{\frac{\dot{m}_{HTF\ cald\ hora\ i} \cdot \Delta P_{cald\ hora\ i} \cdot 100}{\rho_{HTF}}}{\eta_{bomb}}$$

Donde:

- ✓ $\dot{m}_{HTF\text{ lazos } hora i}$ y $\dot{m}_{HTF\text{ cald } hora i}$ representan los **flujos máscicos de HTF** que circulan por los lazos y por la caldera durante la hora "i", respectivamente (kg/s).
- ✓ $\Delta P_{\text{laços } hora i}$ y $\Delta P_{\text{cald } hora i}$ representan los **incrementos de presión realizados por las bombas de HTF de los lazos y la caldera durante la hora "i"**, respectivamente (bar).
- ✓ ρ_{HTF} representa la **densidad del HTF a su salida del ciclo de potencia** (kg/m^3).
- ✓ η_{bomba} representa el **rendimiento de la bomba**.

Y el factor 100 que aparece es para obtener la potencia consumida por las bombas en kW .

Dado que la densidad del HTF depende de su temperatura, y esta fue determinada durante la optimización del ciclo de potencia (**subapartado 7.3.2**), ya puede introducirse como dato:

$$\rho_{HTF} = \rho_{Therminol\ VP-1}(T = T_{40})$$

$$T_{40} = 304 [^{\circ}C]$$

Desde el punto de vista de la instalación, al no existir diferencia de cotas ni de presiones, únicamente deben de tenerse en cuenta las pérdidas hidráulicas (lazo cerrado). En consecuencia, el incremento de presión del HTF a su paso por las bombas será igual a dichas pérdidas. Estas pérdidas pueden modelarse mediante las siguientes ecuaciones:

$$\Delta P_{\text{laços } hora i} = C_{\text{laços}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{HTF\text{ laços } hora i}}{\rho_{HTF}} \right)^2$$

$$\Delta P_{\text{cald } hora i} = C_{\text{cald}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{HTF\text{ cald } hora i}}{\rho_{HTF}} \right)^2$$

Donde $C_{\text{laços}}$ y C_{cald} son constantes que deben ser determinadas.

Si se tiene en cuenta que en condiciones nominales la caída de presión en el campo solar es de unos 15 bar, y en la caldera es de entre 5 y 10 bar (se tomará un valor de 8), dichas constantes pueden ser determinadas [39].

Estos caudales nominales son los referidos al punto de diseño solar y al punto de diseño de la caldera de biomasa, es decir, cuando la caldera opera a mínima y máxima carga, respectivamente. Por tanto, pueden plantearse las siguientes ecuaciones para obtener dichos caudales:

$$\dot{Q}_{sol\text{ máx}} = \dot{m}_{HTF\text{ laços } máx} \cdot (h_{43} - h_{40})$$

$$\dot{Q}_{comb\text{ máx}} = \dot{m}_{HTF\text{ cald } máx} \cdot (h_{43} - h_{40})$$

Donde la primera ecuación representa el flujo de calor máximo de origen solar absorbido por el HTF, y la segunda representa el flujo de calor máximo de combustión absorbido por el HTF.

Conocidos los caudales nominales y sus caídas de presión, la obtención de C_{lazos} y C_{cald} resulta sencillo:

$$\Delta P_{lazos\ max} = C_{lazos} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{HTF\ lazos\ max}}{\rho_{HTF}} \right)^2$$

$$\Delta P_{cald\ max} = C_{cald} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{HTF\ cald\ max}}{\rho_{HTF}} \right)^2$$

$$\Delta P_{lazos\ max} = 15\ [bar]$$

$$\Delta P_{cald\ max} = 8\ [bar]$$

Obteniéndose unos valores para C_{lazos} y C_{cald} de 474,6 y 124 $\frac{bar}{\left(\frac{m^3}{s}\right)^2}$, respectivamente.

De una forma totalmente análoga a la llevada a cabo para determinar $\dot{m}_{HTF\ lazos\ max}$ y $\dot{m}_{HTF\ cald\ max}$, pueden calcularse los flujos másicos de *HTF* para cada hora de funcionamiento de la planta:

$$\dot{Q}_{sol\ hora\ i} = \dot{m}_{HTF\ lazos\ hora\ i} \cdot (h_{43} - h_{40})$$

$$\dot{Q}_{comb\ hora\ i} = \dot{m}_{HTF\ cald\ hora\ i} \cdot (h_{43} - h_{40})$$

En este momento solo falta por conocer cómo varía el rendimiento de la bomba con el caudal suministrado para poder calcular los consumos por bombeo del *HTF* para cada hora. Pero si se supone que las bombas seleccionadas disponen de un variador de frecuencia que les permita adaptar su velocidad de giro al caudal suministrado, entonces la bomba siempre trabajará a máximo rendimiento. Bajo esta suposición y considerando un rendimiento de la misma del 75 %, se introduce la última ecuación necesaria:

$$\eta_{bomb} = 0,75$$

Habiéndose llegado a este punto, ya pueden resolverse las ecuaciones introducidas y obtener los resultados correspondientes. En las **Tablas 7.7** y **7.8** se comparan los valores inicialmente estimados con los definitivos.

Se comprueba que los consumos de combustible no han sufrido variación alguna, lo que demuestra que la mayor potencia térmica que suministra la caldera a cada hora es debida al mayor rendimiento de caldera. Mientras que para comprender el leve aumento de la potencia térmica de origen solar para cada hora hay que fijarse en que el número de lazos necesarios ha aumentado en casi una unidad.

También se observa que la potencia del ciclo de Rankine de la planta ha pasado a ser de unos 17,5 MW, son necesarios 18 lazos, y la energía desarrollada por la planta es de origen en un 15,7 % solar y en un 84,3 % biomásica (se comprueba que se mantienen constantes estos porcentajes

respecto a los valores previamente estimados). Y dado que la planta es relativamente pequeña, la configuración elegida para el campo solar será la de Retorno Directo.

Tabla 7.7. Comparativa entre los valores inicialmente estimados y los definitivos del esquema 1

	$\dot{m}_{comb} \left(\frac{kg}{s} \right)$		$\dot{Q}_{comb}(kW)$		$\dot{Q}_{sol}(kW)$	
	Inicial	Definitivo	Inicial	Definitivo	Inicial	Definitivo
Hora 0	4,128	4,128	42.879	45.111	-	-
Hora 5	3,905	3,905	40.565	42.677	2.314	2.434
Hora 6	3,532	3,532	36.691	38.601	6.188	6.510
Hora 7	3,201	3,201	33.253	34.984	9.627	10.128
Hora 8	2,939	2,939	30.530	32.119	12.349	12.992
Hora 9	2,787	2,787	28.950	30.457	13.929	14.654
Hora 10	2,726	2,726	28.316	29.789	14.564	15.322
Hora 11	2,721	2,721	28.262	29.733	14.618	15.378
Hora 12	2,726	2,726	28.320	29.794	14.560	15.318

Tabla 7.8. Comparativa entre los principales valores inicialmente estimados y los definitivos del esquema 1

	$\dot{m}_{comb\ min} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$\dot{m}_{comb\ max} \left(\frac{kg}{s} \right)$	n_{lazos}	$\dot{Q}_{ent} (kW)$	$\dot{W}_{rankine} (kW)$	$F_{sol\ dia} (\%)$	$F_{biomasa\ dia} (\%)$
Inicial	1,238	4,128	16,97	42.879	16.509	15,72	84,28
Definitivo	1,238	4,128	17,85	45.111	17.548	15,72	84,28

Podrían mostrarse igualmente los consumos de bombeo del *HTF* para el campo solar y la caldera, y la potencia eléctrica neta para cada hora del *Día Solar Medio*, pero dado que se trata de un *día ficticio*, no posee gran relevancia (consultar **Anexo V**). Lo que sí es destacable son los valores de potencia eléctrica neta mínima y máxima. Para conocer dichos valores se ha representado en la **Figura 7.7** un diagrama que muestra cómo varía la potencia consumida por las bombas de *HTF* con el caudal que circula por la caldera. Dicho diagrama se ha trazado a partir de una tabla paramétrica usando como parámetro el caudal de *HTF* que circula por la caldera, dado que son conocidas las expresiones que relacionan los consumos con los caudales, y también ya ha sido determinada la potencia de Rankine, dato a partir del cual puede obtenerse el caudal de diseño de *HTF*³ $\left(206,4 \frac{kg}{s} \right)$ y su caudal mínimo (30 % del máximo porque la potencia mínima de la caldera es del 30 %).

La potencia eléctrica neta mínima se desarrollará cuando el consumo total por bombeo del *HTF* sea máximo, es decir, en el punto de diseño solar. Mientras que la potencia eléctrica neta máxima se

³ Basta con introducir la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{ent} = \dot{m}_{HTF} \cdot (h_{43} - h_{40})$$

producirá cuando el consumo total por bombeo del *HTF* sea mínimo, aproximadamente para un caudal de $140 \frac{kg}{s}$. Para cuantificar dichos consumos se obtendrá con ayuda de *Excel* una función que relacione el consumo total con el caudal de *HTF* que circula por la caldera. De esta forma se puede comprobar que una función polinómica de grado 3 realiza un ajuste casi perfecto ($R^2 \cong 1$), lo cual no resulta extraño si se recuerda que los consumos de las bombas dependían del producto del caudal por el incremento de presión, y dicho aumento de presión dependía del cuadrado del caudal:

$$\dot{W}_{bomba\ HTF\ total} = -9 \cdot 10^{-5} \cdot \dot{m}_{HTF\ cald}^3 + 0,072 \cdot \dot{m}_{HTF\ cald}^2 - 15,05 \cdot \dot{m}_{HTF\ cald} + 1.036$$

Derivando e igualando a 0 se obtiene el valor de $\dot{m}_{HTF\ cald}$ que minimiza el consumo de *HTF*, mientras que para obtener el consumo máximo basta con sustituir el valor mínimo de $\dot{m}_{HTF\ cald}$. El consumo mínimo es de 93 kW, mientras que el máximo es de 363 kW, obteniéndose unas potencias eléctricas netas mínima y máxima de 17.096 y 17.366 kW, respectivamente.

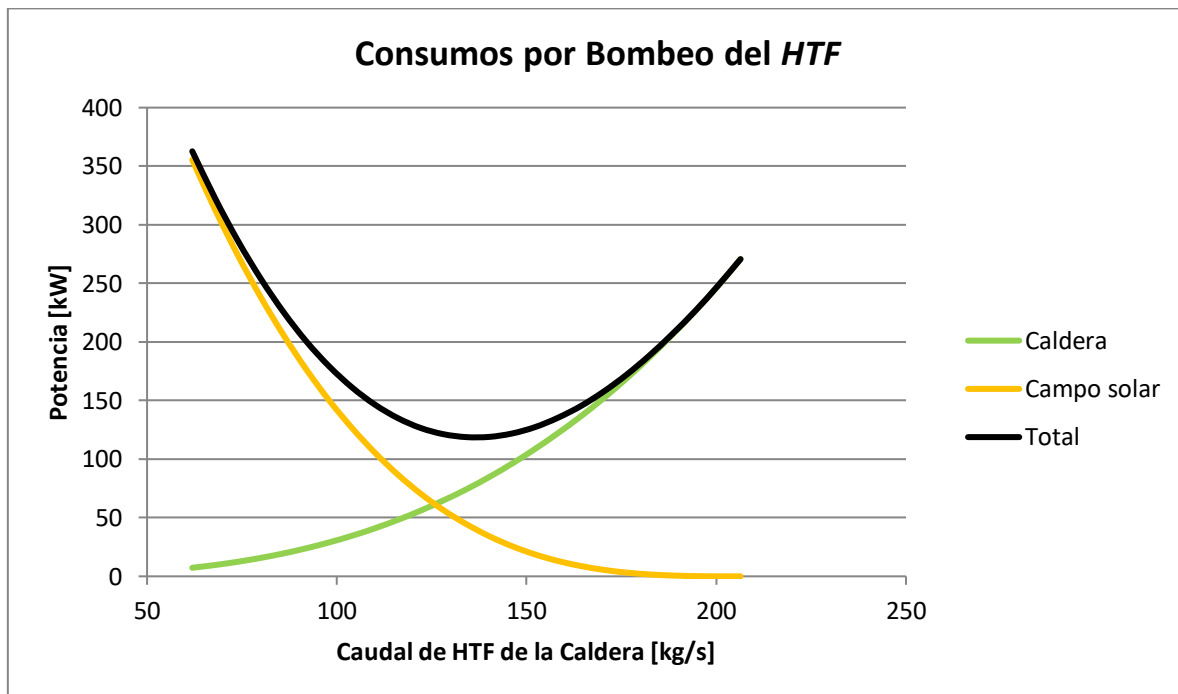


Figura 7.7. Variación de la potencia de bombeo del *HTF* con al caudal de la caldera

A continuación, se muestra un resumen de los principales resultados para el ciclo de potencia y para la caldera de biomasa, considerándose esta última que opera en condiciones nominales (**Tablas 7.9 y 7.10**):

Tabla 7.9. Principales valores del ciclo de potencia (esquema 1)

$\dot{m}_{agua} \left(\frac{kg}{s} \right)$	Extracciones (%)			$\dot{m}_{HTF} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$\dot{W}_{rankine} (MW)$	$\eta_t(\%)$
	y_1	y_2	y_3			
19,63	14,99	10,4	7,88	206,4	17,548	38,9

Tabla 7.10. Valores de la caldera de biomasa en condiciones nominales (esquema 1)

$\dot{m}_{comb} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$\dot{m}_{aire} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$\dot{m}_{humos} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$\dot{Q}_{comb} (MW)$	$\eta_{cald}(\%)$
4,128	31,08	35,21	45,108	92,58

Y tal como se adelantó, se realizarán a continuación los diagramas Q-T del tren de generación de vapor solar, de los precalentadores de alta y baja presión y de la caldera de biomasa. La **Figura 7.8** muestra el diagrama Q-T del tren de generación de vapor solar, en el que se distinguen claramente las fases de calentamiento en cada equipo. En primer lugar, se produce el precalentamiento del agua hasta su temperatura de saturación (315,8 °C) en el economizador, a continuación, su cambio de fase en el evaporador hasta alcanzar el estado de vapor saturado, y por último su paso por el sobrecalentador hasta los 380 °C. También se observa como en la sección de entrada del agua del evaporador (o sección de salida del *HTF*) se alcanza la diferencia mínima de temperatura entre el *HTF* y el agua, es decir, el *Pinch Point* impuesto de 7 °C. Los flujos de calor intercambiados en cada equipo se muestran en la **Tabla 7.11**, junto con el correspondiente al recalentador, siendo necesario un caudal de agua y de *HTF* de 19,63 kg/s y 206,4 kg/s, respectivamente, entrando este a 393 °C y saliendo a 304 °C (**Tablas 7.5 y 7.9**).

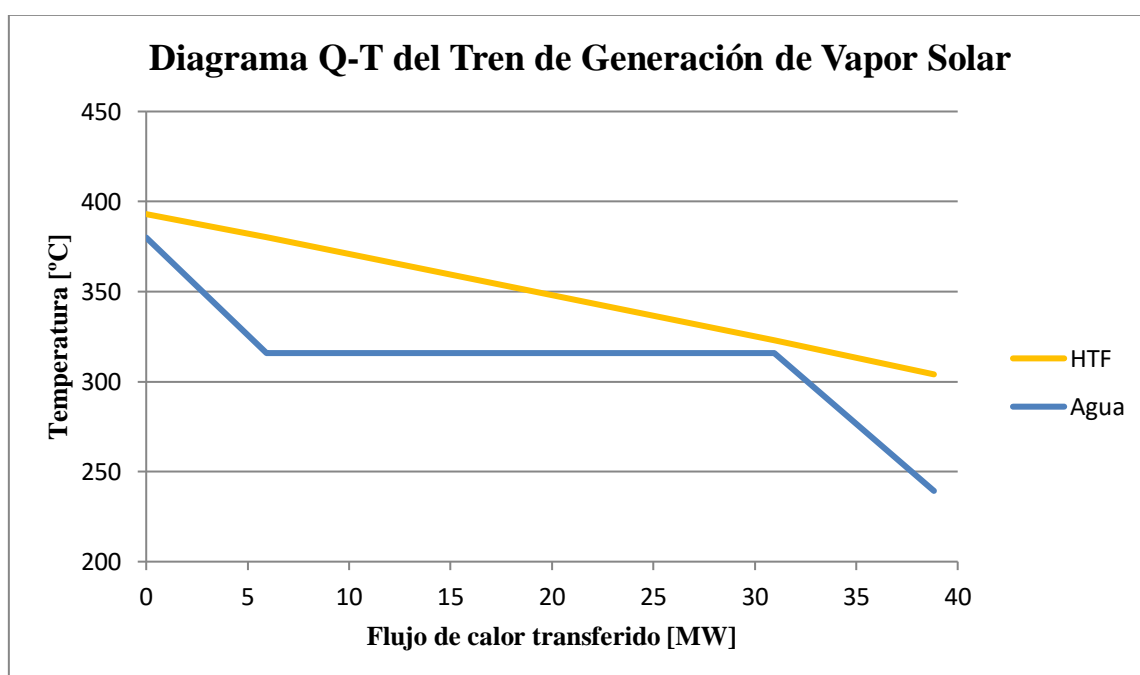


Figura 7.8. Diagrama calor transferido-temperatura del tren de generación de vapor solar (esquema 1)

Tabla 7.11. Flujos de calor intercambiados en el tren de generación de vapor solar (esquema 1)

	Economizador	Evaporador	Sobrecalentador	Recalentador
$\dot{Q}(MW)$	7,862	25,061	5,938	6,249

Las **Figuras 7.9** y **7.10** representan los diagramas Q-T de los precalentadores de alta y baja presión, respectivamente, mientras que sus correspondientes flujos de calor se muestran en la **Tabla 7.12**. En dichas figuras se identifican sin problemas dos zonas de intercambio de calor: la zona de condensación y la zona de subenfriamiento (no posee zona de desrecalentamiento porque el vapor llega saturado al precalentador de alta presión y húmedo al de baja), tal como se mostró en el subapartado 2.3.4.

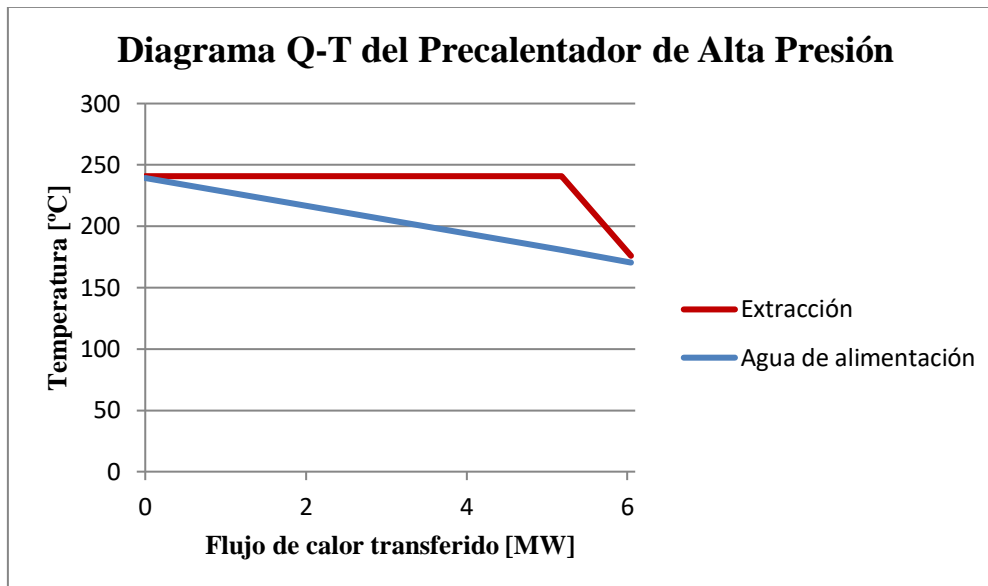


Figura 7.9. Diagrama calor transferido-temperatura del precalentador de alta presión (esquema 1)

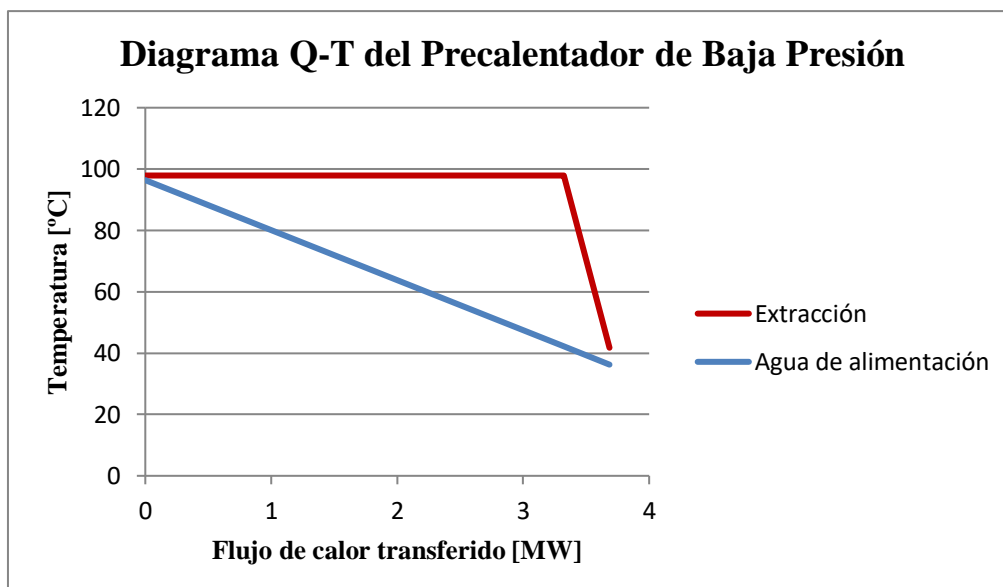


Figura 7.10. Diagrama calor transferido-temperatura del precalentador de baja presión (esquema 1)

Tabla 7.12. Flujos de calor intercambiados en los precalentadores de alta y baja presión (esquema 1)

	Precalentador de Alta Presión		Precalentador de Baja Presión	
	Condensación	Subenfriamiento	Condensación	Subenfriamiento
$\dot{Q}(MW)$	5,186	0,867	3,325	0,364

El diagrama Q-T de la caldera de biomasa en condiciones nominales aparece representado en la **Figura 7.11**, mientras que los flujos de calor transferidos son los mostrados en la **Tabla 7.13**. En dicho diagrama se observa lo ajustado que está la temperatura de entrada del *HTF* con la temperatura de salida de los humos en el intercambiador de calor convectivo, debido a la diferencia mínima de 15 °C. Igualmente, también puede advertirse como la fase final del calentamiento del *HTF* ocurre sin intervenir los humos, gracias a la radiación existente en el hogar. Es por esta razón por la que se ha representado este tramo en línea discontinua para los humos. Se puede interpretar como el flujo de calor que perderían los humos a su paso por el hogar en favor del *HTF*, que de otra forma se emplearía en calentar los humos hasta alcanzar la temperatura adiabática (1.326 °C, correspondiente al valor de $\dot{Q} = 0 MW$ en el diagrama). Mientras que la diferencia de temperatura entre los humos y el aire es mayor que el valor mínimo de 25 °C para conseguir una temperatura de salida de los humos de la caldera de 115 °C, tal como se ha explicado anteriormente.

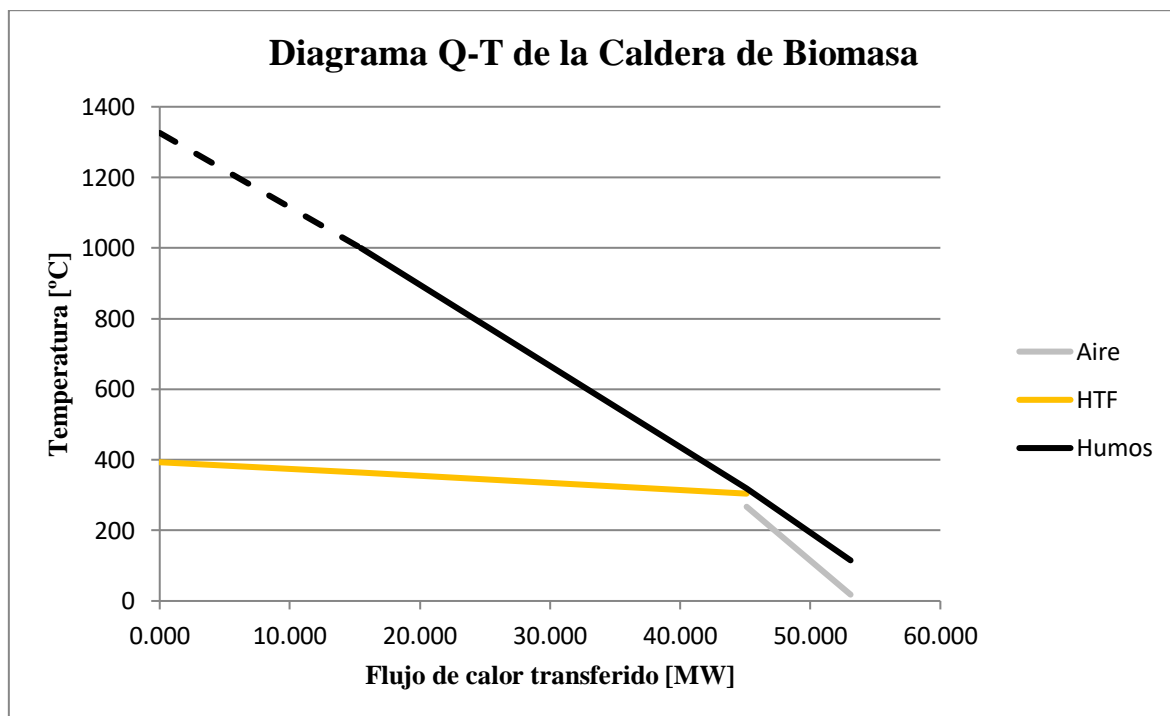


Figura 7.11. Diagrama calor transferido-temperatura de la caldera de biomasa en condiciones nominales (esquema 1)

Tabla 7.13. Flujos de calor intercambiados en la caldera de biomasa en condiciones nominales (esquema 1)

	Hogar		Intercambiador HTF-Humos	Recuperador de Calor
	HTF	Humos		
$\dot{Q}(MW)$	15,457	33,268	29,65	7,991

Para finalizar este subapartado, si se quisiera calcular la generación de energía eléctrica al cabo de un año, bastaría con multiplicar el número de días de funcionamiento de la planta por la energía generada durante el *Día Solar Medio*, por lo que es necesario en primer lugar calcular cuánto vale dicha energía promedio. Para ello se introduce la siguiente ecuación en el modelo *EES*:

$$E_{neta\ día} = [2 \cdot (\dot{W}_{neta\ hora\ 5} + \dot{W}_{neta\ hora\ 6} + \dot{W}_{neta\ hora\ 7} + \dot{W}_{neta\ hora\ 8} + \dot{W}_{neta\ hora\ 9} + \dot{W}_{neta\ hora\ 10} + \dot{W}_{neta\ hora\ 11}) + \dot{W}_{neta\ hora\ 12} + 9 \cdot \dot{W}_{neta\ hora\ 0}] [kWh]$$

Resolviendo se obtiene un valor de 414.421 kWh, que permite obtener la energía eléctrica generada anual:

$$E_{anual} = 414.421 \frac{kWh}{día} \cdot (365 - 31)días \cdot \frac{1\ GWh}{10^6\ kWh} = 138,42\ GWh$$

7.3.5 Simulación de la Planta

A lo largo del capítulo se ha insistido en la idea de que el *Día Solar Medio* simplemente representa el comportamiento promedio anual de la potencia térmica suministrada por un lazo a lo largo de un día, y que su única utilidad práctica ha sido la de facilitar el cálculo de la potencia que desarrollará la planta. Aparte de esto, no deja de ser un *día ficticio* que en ningún caso representa el comportamiento de la planta a lo largo del año. Por tanto, para demostrar el funcionamiento real de la planta se va a simular su funcionamiento para cuatro días diferentes, uno por cada estación del año, concretamente estos días serán: el 12 de enero, el 12 de abril, el 12 de julio y el 12 de octubre.

Para ello basta con sustituir en el modelo *EES* del subapartado anterior los valores de potencia térmica por lazo correspondientes al *Día Solar Medio* por los valores referidos al día en cuestión, y aparte de esto también es necesario suprimir la ecuación que impone que la masa de biomasa consumida a lo largo del día es igual a la masa correspondiente del *Día Solar Medio*, ya que cada día tendrá un consumo distinto de biomasa, e introducir en su lugar como dato la potencia real del ciclo de Rankine que ya ha sido determinada.

12 de enero:

Los valores correspondientes a la potencia térmica por lazo del día 12 de enero del año solar tipo aparecen recogidos en la **Tabla 7.14**, teniendo en cuenta que se corresponde con el día del año número 12 ($n = 12$, recuérdese del capítulo dedicado a la evaluación del recurso solar que para el cálculo del ángulo de incidencia y del resto de variables involucradas es necesario identificar a qué día del año se refiere, siendo $n = 1$ para el 1 de enero y $n = 365$ para el 31 de diciembre).

Tabla 7.14. Valores de la potencia por lazo para cada hora del 12 de enero

Hora Solar	Potencia térmica por lazo [kW]
5:00	0,00
6:00	0,00
7:00	0,00
8:00	208,00
9:00	281,42
10:00	281,35
11:00	243,94
12:00	222,11
13:00	243,94
14:00	281,35
15:00	281,42
16:00	208,00
17:00	0,00
18:00	0,00
19:00	0,00

Una vez hechos los cambios necesarios en el código de *EES* y obtener los resultados, con ayuda de una hoja *Excel* se obtiene el siguiente gráfico (**Figura 7.12**):

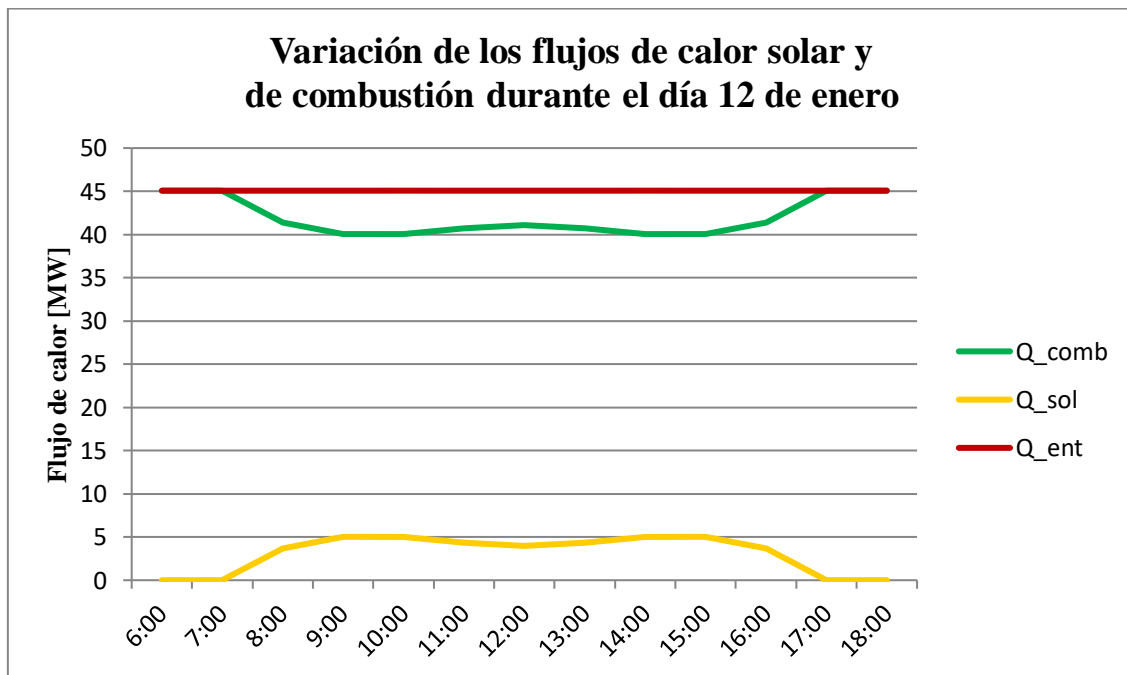


Figura 7.12. Simulación de la planta durante el 12 de enero del Año Solar Tipo

Se ha limitado el tramo horario representado a aquel en el que se producen las variaciones de los flujos de calor, ya que para el intervalo de tiempo comprendido entre las 17:00 y las 8:00 hora solar la planta funciona exclusivamente con biomasa al no existir irradiación solar. Se observa que el flujo

de calor de combustión se adapta en todo momento al flujo de calor solar de forma que la suma de ambos sea la misma siempre, el flujo de calor de entrada al ciclo de potencia, consiguiendo así que la potencia del ciclo de Rankine sea constante.

También puede observarse como entre las 10:00 y las 12:00 hora solar se produce una leve caída de la potencia térmica de origen solar a pesar de que en ese tramo horario la irradiancia solar aumenta. Esto es debido al efecto del ángulo de incidencia, el cual hace que la disminución del factor $\cos \phi$ sea más importante que el incremento de la irradiancia solar, además de provocar también una reducción de $K(\phi)$ al disminuir el rendimiento óptico del captador.

Respecto al origen energético de la electricidad producida por la planta durante este día se obtienen unos valores para las fracciones solares y biomásica del 3,7 y 96,3 %, respectivamente.

De una forma totalmente análoga a la mostrada para el día 12 de enero se procede con los tres días restantes, pudiéndose realizar un análisis similar al expuesto.

12 de abril ($n = 102$):

Tabla 7.15. Valores de la potencia por lazo para cada hora del 12 de abril

Hora Solar	Potencia térmica por lazo [kW]
5:00	0,00
6:00	402,56
7:00	587,46
8:00	733,93
9:00	831,78
10:00	882,14
11:00	899,75
12:00	902,84
13:00	899,75
14:00	882,14
15:00	831,78
16:00	733,93
17:00	587,46
18:00	402,56
19:00	0,00

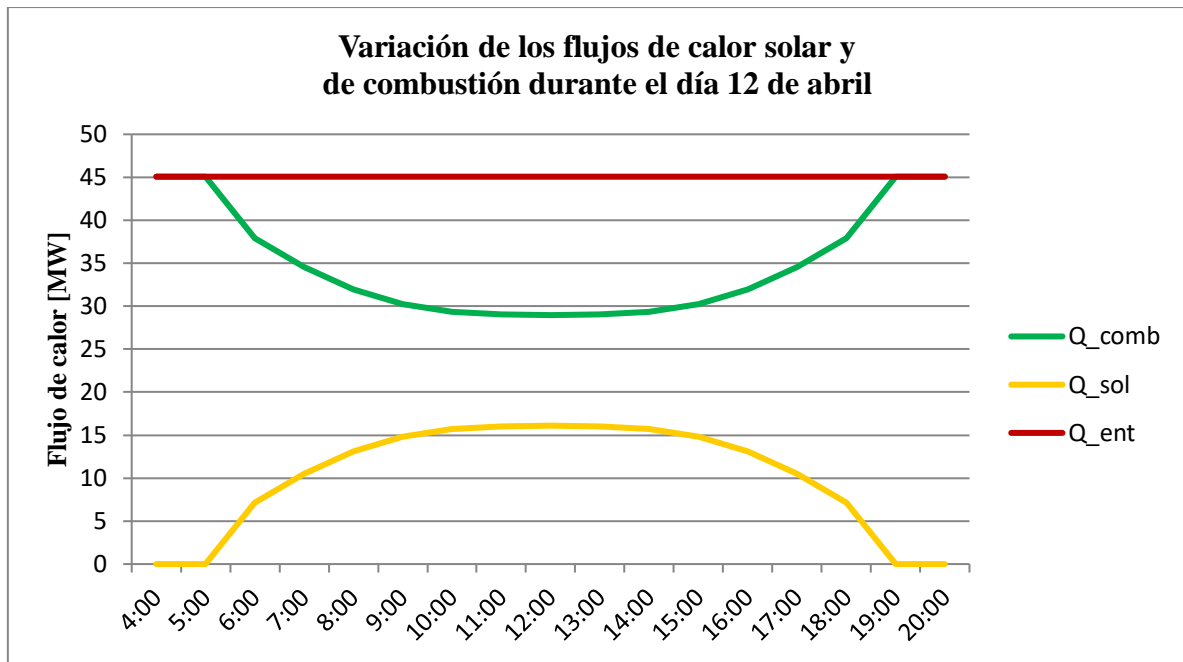


Figura 7.13. Simulación de la planta durante el 12 de abril del Año Solar Tipo

$$F_{sol\ día} = 15,8 \% ; F_{biomasa\ día} = 84,2 \%$$

12 de julio ($n = 193$):

Tabla 7.16. Valores de la potencia por lazo para cada hora del 12 de julio

Hora Solar	Potencia térmica por lazo [kW]
5:00	721,23
6:00	951,10
7:00	1.167,36
8:00	1.347,61
9:00	1.469,11
10:00	1.540,46
11:00	1.574,39
12:00	1.583,76
13:00	1.574,39
14:00	1.540,46
15:00	1.469,11
16:00	1.347,61
17:00	1.167,36
18:00	951,10
19:00	721,23

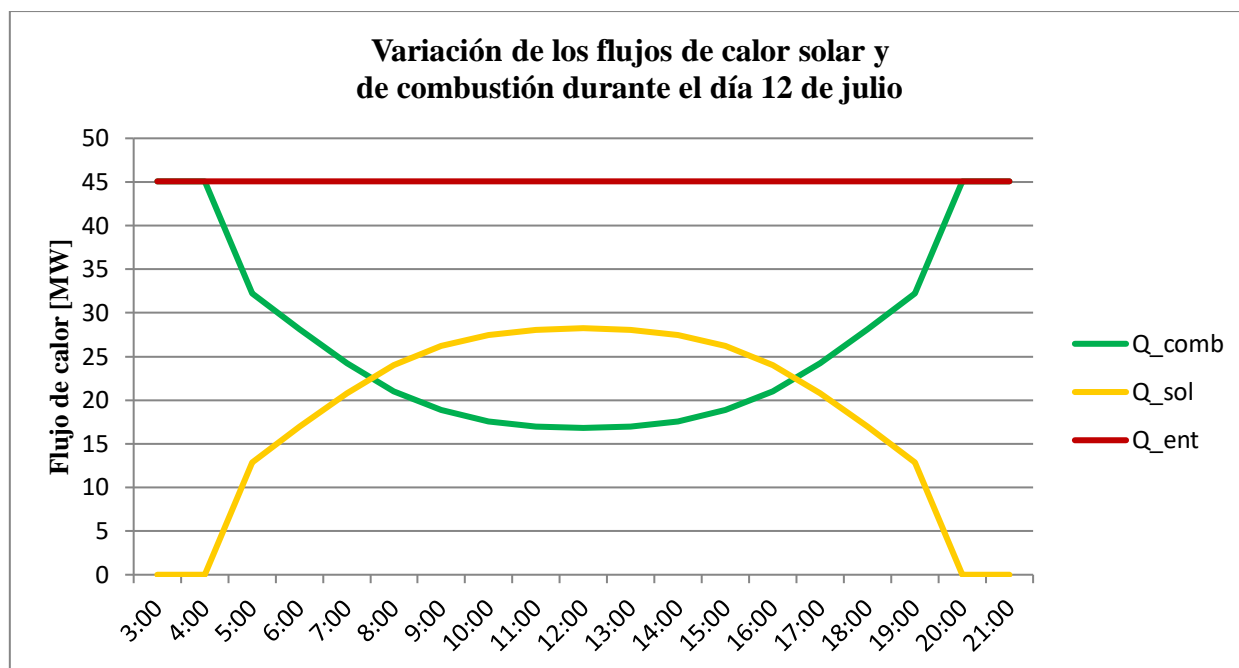


Figura 7.14. Simulación de la planta durante el 12 de julio del Año Solar Tipo

$$F_{sol\ día} = 31,5 \% ; F_{biomasa\ día} = 68,5 \%$$

12 de octubre ($n = 285$):

Tabla 7.17. Valores de la potencia por lazo para cada hora del 12 de octubre

Hora Solar	Potencia térmica por lazo [kW]
5:00	0,00
6:00	0,00
7:00	218,69
8:00	360,04
9:00	441,59
10:00	467,33
11:00	461,23
12:00	454,23
13:00	461,23
14:00	467,33
15:00	441,59
16:00	360,04
17:00	218,69
18:00	0,00
19:00	0,00

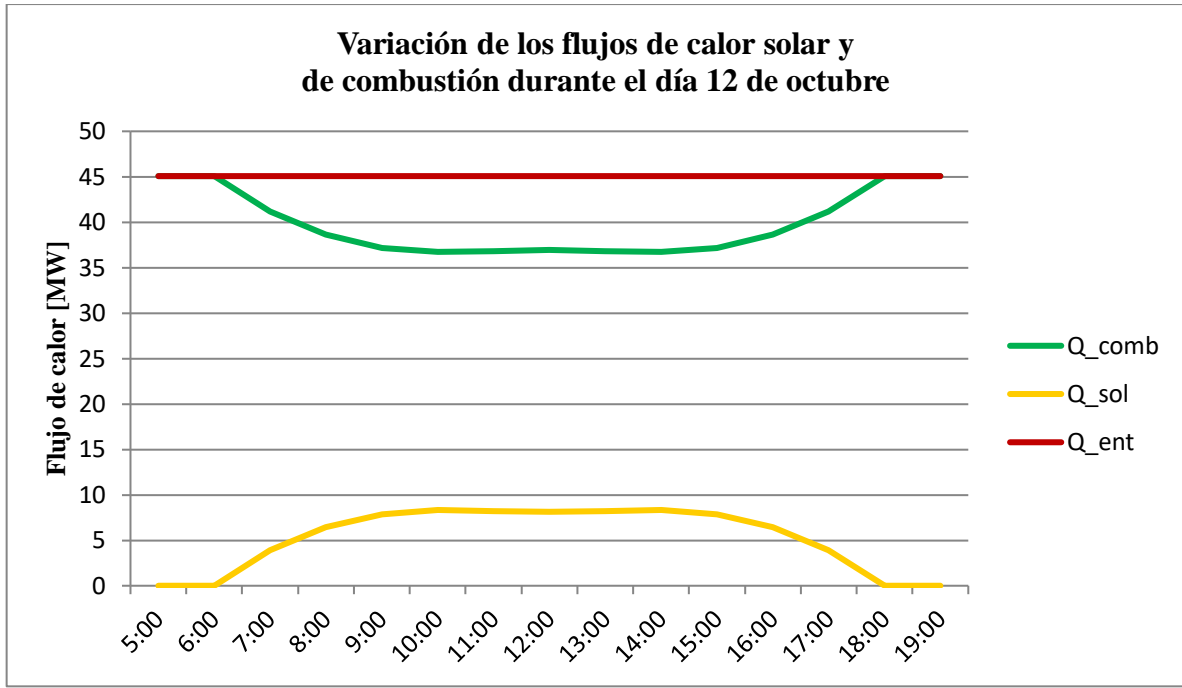


Figura 7.15. Simulación de la planta durante el 12 de octubre del Año Solar Tipo

$$F_{sol\ día} = 7,2 \% ; F_{biomasa\ día} = 92,8 \%$$

Para finalizar este primer esquema, y como comprobación final del método seguido para el dimensionamiento de la planta, se van a comparar los valores de energía biomásica y solar aprovechables anualmente con los que se necesitarían usando los cuatro días característicos, uno para cada estación del año. El proceso seguido es el siguiente:

- Cálculo de la energía biomásica aprovechable anual:

$$E_{biomasa\ aprovechable\ anual} = m_{biomasa\ disponible\ anual} \cdot PCI \cdot \eta_{cald}$$

- Cálculo de la energía solar aprovechable anual:

$$E_{solar\ aprovechable\ anual} = n_{lazos} \cdot Q_{lazo\ día\ medio} \cdot (365 - 31)$$

Donde $Q_{lazo\ día\ medio}$ representa la **energía térmica promedio anual suministrada por un lazo al cabo de un día**. Se puede hallar sumando la potencia térmica suministrada por un lazo para cada hora del *Día Solar Medio*, dando como resultado un valor de 34.310,86 MJ.

- Cálculo de la energía biomásica anual consumida a partir de los días característicos:

$$E_{biomasa\ consumida\ anual} = (Q_{comb}^{12\ de\ abril} + Q_{comb}^{12\ de\ julio} + Q_{comb}^{12\ de\ octubre}) \cdot \frac{365}{4} + Q_{comb}^{12\ de\ enero} \cdot (31 + 28)$$

Donde Q_{comb}^i representa la **energía térmica suministrada por la caldera durante el día i**. Adviértase que se considera el mismo número de días del año para cada estación excepto para

invierno porque en diciembre estará parada (31 y 28 son sus días de funcionamiento, los correspondientes a enero y febrero).

- Cálculo de la energía solar anual consumida a partir de los días característicos:

$$E_{\text{solar consumida anual}} = (Q_{\text{sol}}^{12 \text{ de abril}} + Q_{\text{sol}}^{12 \text{ de julio}} + Q_{\text{sol}}^{12 \text{ de octubre}}) \cdot \frac{365}{4} + Q_{\text{sol}}^{12 \text{ de enero}} \cdot (31 + 28)$$

Donde Q_{sol}^i representa la **energía térmica suministrada por los lazos durante el día i** .

Los resultados son los siguientes (**Tabla 7.18**):

Tabla 7.18. Comparación de los valores anuales de energía disponible y consumida según los cuatro días tipos (esquema 1)

	Biomasa aprovechable anual	Biomasa consumida anual	Sol aprovechable anual	Sol consumido anual
Energía (MWh)	304.779,53	303.931,65	56.821,64	56.223,06
Desviación (%)	0,28		1,05	

Se puede comprobar la similitud de los valores obtenidos, existiendo una desviación del 0,28 % para la energía de la biomasa y del 1,05 % para la energía solar, por lo que se pueden considerar admisibles.

7.4 Esquema 2

Ya se comentó en la introducción de este capítulo que en el segundo esquema de planta que se analizaría tendría la caldera de biomasa integrada en el circuito agua-vapor, en paralelo y en serie al tren de generación de vapor solar. El esquema de planta propuesto se muestra en la **Figura 7.16**.

Para comprender correctamente el esquema propuesto hay que empezar situándose a la salida del precalentador de alta presión, estado del agua de alimentación al que se le ha asignado el número 1. Se puede observar que mientras una parte del agua es desviada hacia la caldera de biomasa, el resto del agua continúa hacia el tren de generación de vapor solar. A la **fracción del agua de alimentación que es desviada hacia la caldera de biomasa** se la ha designado con la letra " k ", de forma que puede definirse como:

$$k = \frac{\text{caudal de agua evaporada en la caldera de biomasa}}{\text{caudal de agua total}}$$

Los equipos que se encuentra la fracción de vapor desviada hacia la caldera de biomasa realizan la misma función que los del tren de generación de vapor solar: economizador, evaporador (hogar) y sobrecalentador. Por simplicidad se ha considerado que la caldera propuesta realiza la evaporación exclusivamente en el hogar gracias a las "paredes de agua", por tanto no existe sección convectiva de evaporación.

Tras la evaporación y sobrecalentamiento del vapor hasta los 380 °C, independientemente de cómo se haya realizado (*HTF* o biomasa), todo el flujo de vapor es sobrecalentado por segunda vez en el sobrecalentador 2 gracias a la biomasa hasta alcanzar el estado de entrada a la turbina (punto 5).

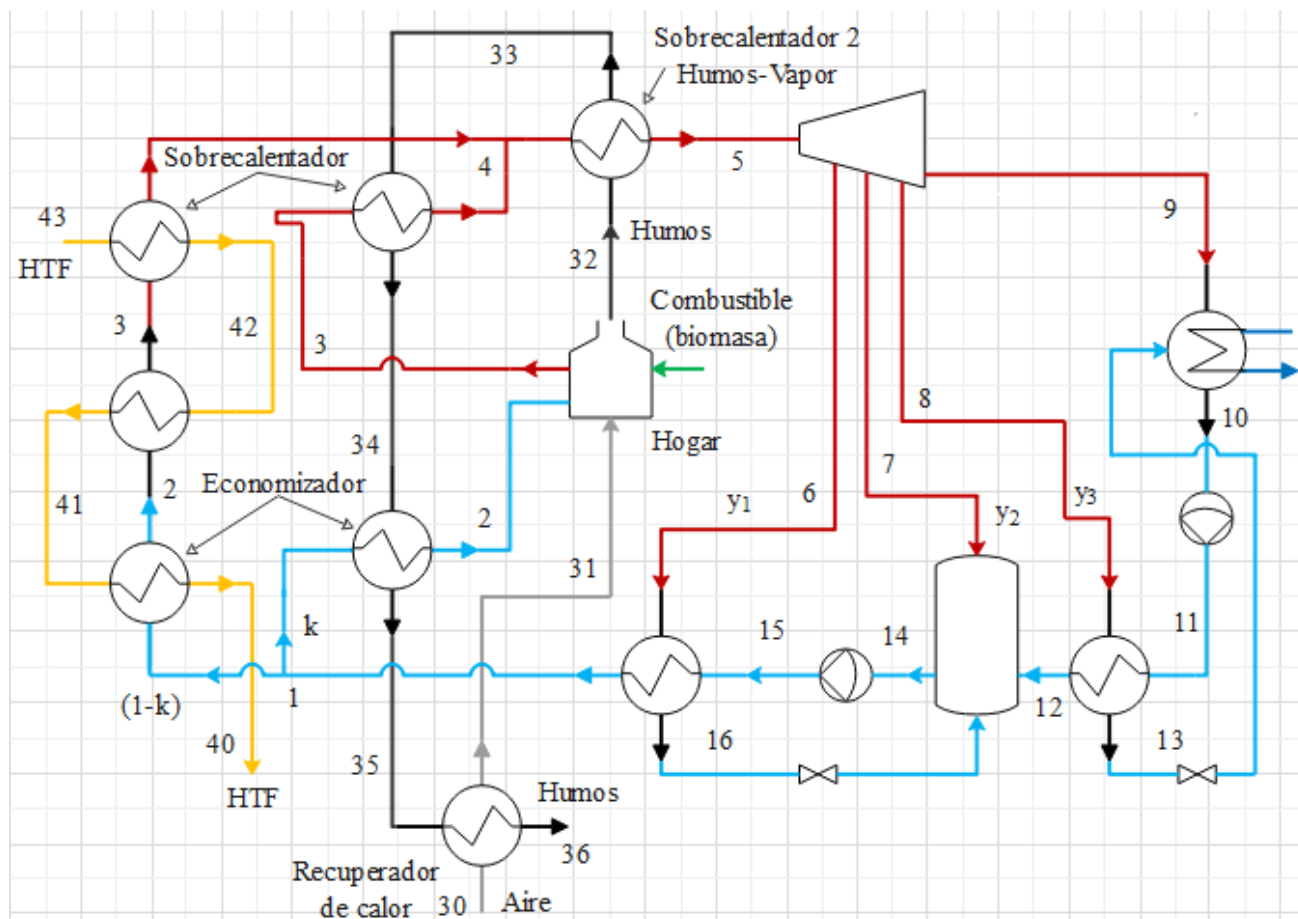


Figura 7.16. Esquema de planta con la caldera de biomasa integrada en el circuito agua-vapor en paralelo y en serie al tren de generación de vapor solar

Según la definición dada para " k ", solo tendría sentido físico un valor comprendido en el rango $[0, 1]$, pero hay que tener en cuenta dos aspectos importantes:

- Debido a la necesidad de que el hogar esté refrigerado en todo momento, " k " no puede valer cero.
- La potencia mínima de la caldera se mantiene en un 30 % de la máxima, por lo que existirá un valor mínimo para " k " mayor que cero.

Podría pensarse que el valor mínimo para " k " será 0,3, pero realmente este valor mínimo será menor que 0,3. El motivo es que, con independencia de la cantidad de vapor producido en la caldera, todo el vapor necesario para el ciclo de potencia (el cual es constante) es sobrecalentado gracias a la biomasa en el sobrecalentador 2. Esto quiere decir que si se reduce el flujo másico de combustible (\dot{m}_{comb}), la reducción de la potencia térmica suministrada por la caldera no afectará al sobrecalentador 2, sino únicamente a los intercambiadores de calor encargados de producir vapor. Por tanto, dado que la

reducción de la potencia de la caldera no es proporcional entre los intercambiadores que la componen, tampoco será proporcional la reducción del vapor producido en ella ("k"). Durante el dimensionado de la caldera de biomasa se comprobará este efecto.

7.4.1 Estimación de la Potencia

Dado que se pretende seguir consumiendo toda la biomasa anual disponible y los rendimientos térmico y de caldera serán similares a los del esquema 1, se va a suponer una potencia semejante para el ciclo de Rankine: 18 MW. Por otro lado, en comparación con el esquema anterior se ha eliminado el proceso de recalentamiento intermedio debido a que la temperatura del vapor a su entrada en la turbina será de 550 °C (**Tabla 7.1**), lo cual elimina el problema del elevado grado de humedad que impedía una mayor expansión del vapor, perdiendo significado la inclusión del proceso de recalentamiento.

7.4.2 Ciclo de Potencia

El objetivo de este subapartado es el mismo que en el esquema 1: modelar el ciclo de potencia y maximizar el rendimiento térmico del ciclo. Para ello, y para facilitar la obtención de los valores de rendimiento térmico y de caldera, el esquema propuesto se dividirá en dos partes: una parte que comprenda la caldera de biomasa, y otra que incluya el ciclo de potencia. De esta forma el cálculo del rendimiento térmico y del rendimiento de caldera se llevará a cabo de manera independiente, tal como se hizo en el esquema 1. Una vez conocidos todos los parámetros de funcionamiento de la planta, se demostrará mediante el modelado conjunto de todos los equipos mostrados en la **Figura 7.16** que esta división no condiciona los resultados que se obtendrán a continuación, y en consecuencia serán válidos.

En primer lugar se realizará una tabla paramétrica en función de la presión de vapor vivo y se elegirá aquella que permita obtener el máximo rendimiento térmico sin sobrepasar el límite impuesto al título de vapor a la salida de la turbina de 0,87.

Del modelo *EES* creado hay que destacar que el rendimiento térmico y el resto de variables intensivas del ciclo de potencia son independientes del valor de "k", por lo que se le ha dado un valor arbitrario de $k = 0,5$, aunque podría haber sido cualquier valor del rango $[0, 1]$ (en este momento no se tiene en cuenta el valor mínimo de "k" ya que, tal y como se ha dicho, en este modelo *EES* se obvia la existencia de la caldera de biomasa).

Dado que en el esquema propuesto la cantidad de vapor generado vía solar es variable al depender de la irradiancia existente, los balances de energía en el tren de generación de vapor solar deben tener en cuenta este aspecto:

Sobrecalentador Solar:

$$\dot{m}_{HTF} \cdot (h_{43} - h_{42}) = (1 - k) \cdot \dot{m}_{agua} \cdot (h_4 - h_3)$$

Evaporador Solar:

$$\dot{m}_{HTF} \cdot (h_{42} - h_{41}) = (1 - k) \cdot \dot{m}_{agua} \cdot (h_3 - h_2)$$

Economizador Solar:

$$\dot{m}_{HTF} \cdot (h_{41} - h_{40}) = (1 - k) \cdot \dot{m}_{agua} \cdot (h_2 - h_1)$$

La **Figura 7.17** representa gráficamente como varían el rendimiento térmico y el título de vapor a la salida de la turbina en función de la presión de entrada a la turbina. Se observa el mismo efecto que en el esquema 1: a mayor presión, mayor rendimiento térmico y menor calidad del vapor, por lo que la presión óptima será la correspondiente al título de vapor mínimo de 0,87. Dicha presión óptima vale 127,6 bar, consiguiéndose un rendimiento térmico del 41,06 %.

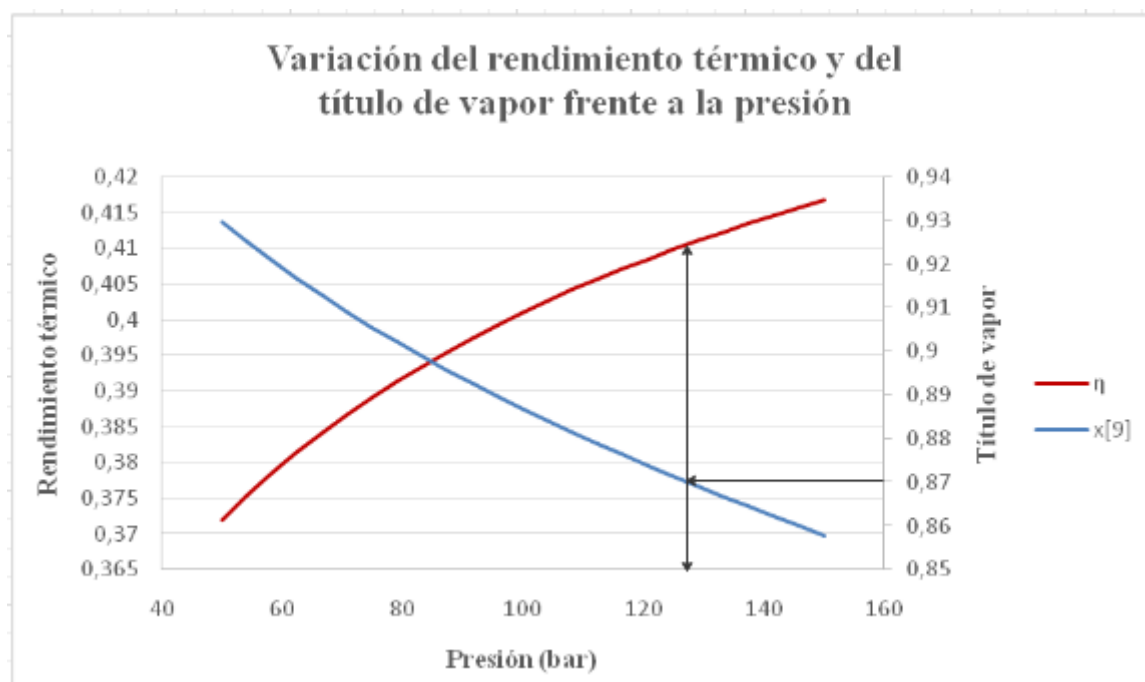


Figura 7.17. Variación del rendimiento térmico y del título de vapor a la salida de la turbina en función de la presión en el esquema de planta 2

La **Tabla 7.19** muestra los valores de presión, temperatura y título de vapor para cada estado del ciclo. Se puede observar que la temperatura de salida del *HTF* del ciclo (T_{40}) es de unos 318 °C, que es considerablemente superior a los 293 °C que se usó para modelar el funcionamiento de un lazo en el capítulo anterior, por lo que es necesario corregir de alguna forma esta desviación. Podría pensarse en aumentar el caudal que circula por los lazos para así reducir el incremento de temperatura sufrido por el *HTF* a su paso por ellos, pero esto provocaría un importante aumento de las pérdidas hidráulicas. Una segunda opción podría ser reducir el número de captadores por lazo para disminuir la superficie de captación y por tanto el flujo de calor absorbido por el *HTF*, pero esta alternativa no suele llevarse a cabo en la práctica. El motivo es que, dada una irradiancia incidente, a mayor salto de temperatura del *HTF* en el campo solar, menor caudal por lazo y por tanto menores costes de bombeo. Esta es la razón por la que interesa que el *HTF* no llegue al campo solar a una temperatura elevada [39]. Por tanto, la solución que se adopte debe lograr disminuir la temperatura de salida del *HTF* del generador de vapor solar. La opción que se elegirá consiste en eliminar el precalentador de alta presión, de forma que el agua llegue al economizador a una temperatura menor, y por tanto el

HTF saldrá también del economizador a una menor temperatura porque deberá transferir una mayor energía térmica para que el agua salga como líquido saturado. La consecuencia negativa de esto es el menor rendimiento térmico del ciclo de potencia, y por tanto la reducción de la potencia desarrollada por la planta. La **Figura 7.18** muestra el esquema de planta actualizado.

Tabla 7.19. Valores de presión, temperatura y título del esquema 2

Estado	T (°C)	P (bar)	x
1	248,7	127,6	-
2	329,4	127,6	0
3	329,4	127,6	1
4	380	127,6	-
5	550	127,6	-
6	380,7	39,88	-
7	211	8,259	-
8	99,14	0,9825	0,9482
9	36,17	0,06	0,87
10	36,17	0,06	0
11	36,25	8,259	-
12	97,64	8,259	-
13	41,75	0,9825	-
14	171,8	8,259	0
15	174,4	127,6	-
16	179,9	39,88	-
40	318,2	11	-
41	336,4	11	-
42	382	11	-
43	393	11	-

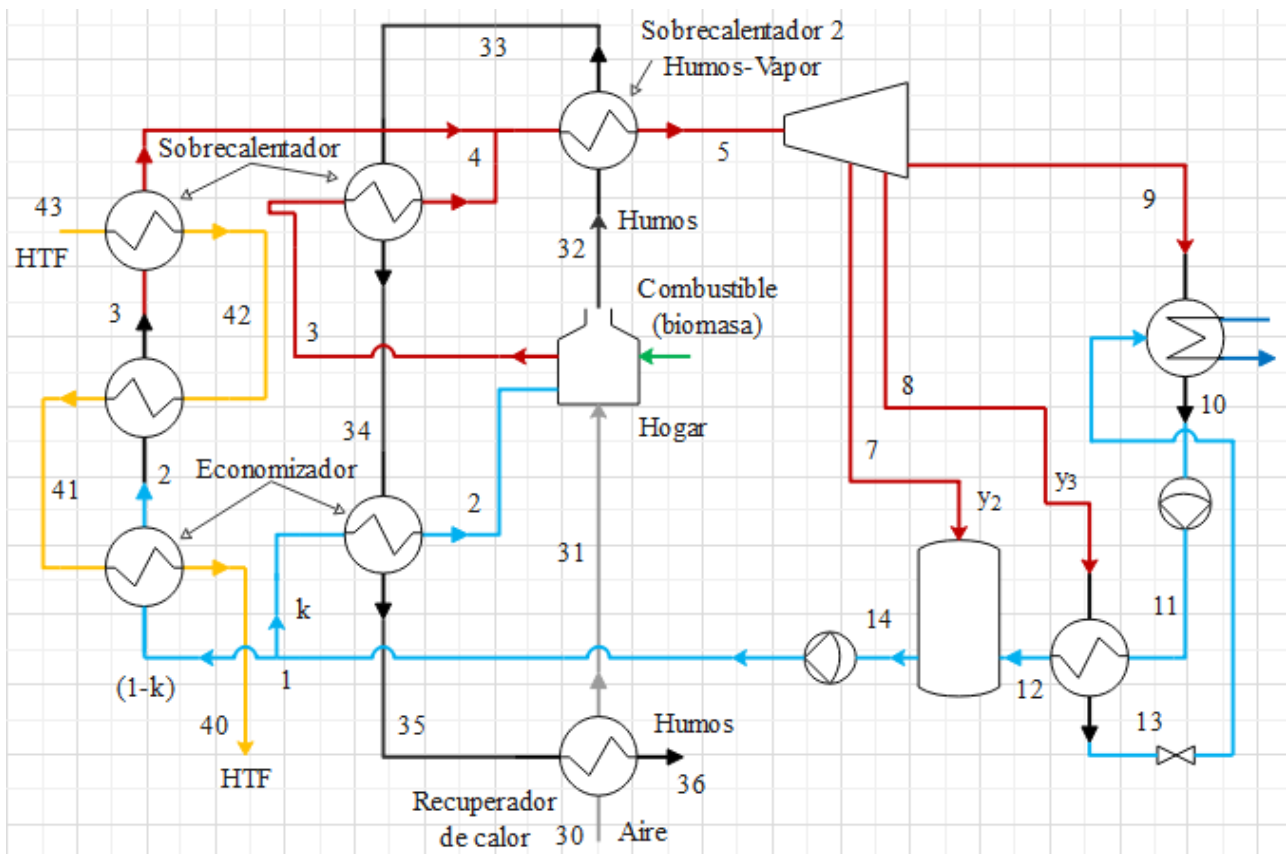


Figura 7.18. Esquema de planta definitivo con la caldera de biomasa integrada en el circuito agua-vapor en paralelo y en serie al tren de generación de vapor solar

Los estados termodinámicos del agua y del *HTF* en los distintos puntos del esquema definitivo son idénticos a los mostrados en la **Tabla 7.19** excepto para los estados 1 y 40, en los que la temperatura vale 174,4 y 304,1 °C, respectivamente, habiéndose conseguido la reducción necesaria de la temperatura de salida del *HTF* del generador de vapor solar. La **Figura 7.19** muestra el diagrama T-s del ciclo de potencia. Debido a la eliminación del precalentador de alta presión, el rendimiento térmico del ciclo se ha reducido al 40,1 %.

Un resumen de los caudales de vapor y de la potencia desarrollada por la planta se mostrará cuando esta haya sido validada, así como también los diagramas Q-T en el tren de generación de vapor solar y el precalentador cerrado para mostrar su funcionamiento, de igual forma que para el esquema 1.

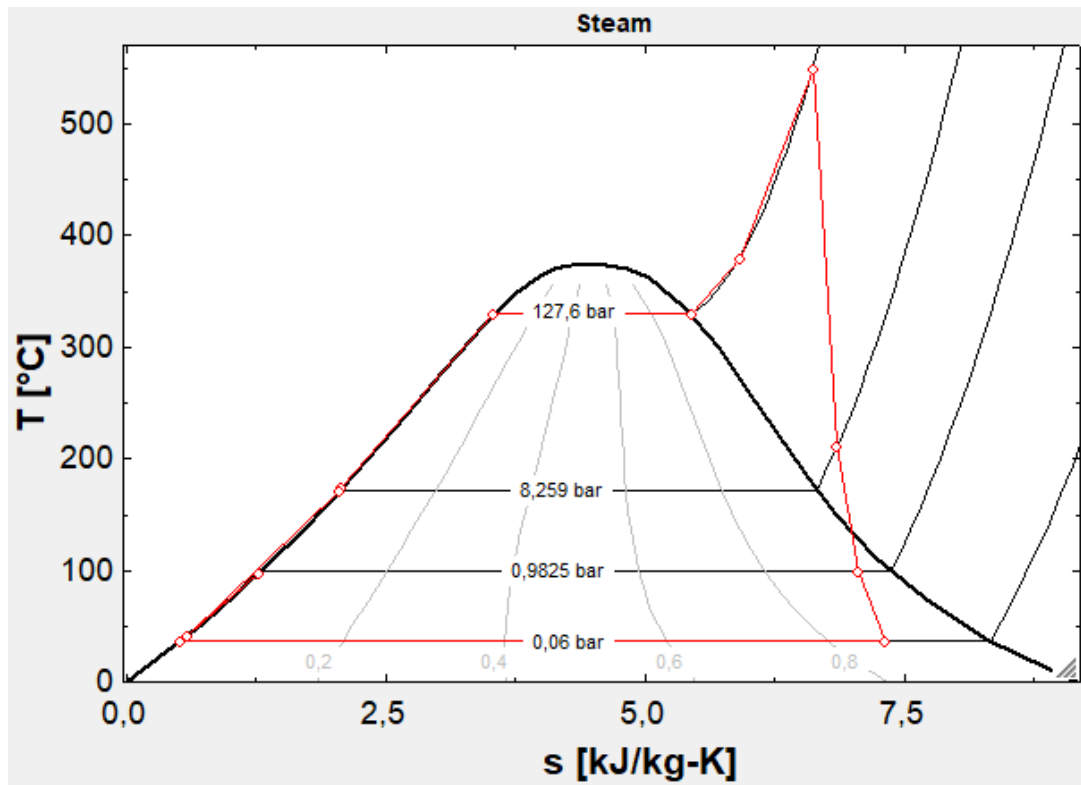


Figura 7.19. Diagrama T-s del Ciclo de Potencia del Esquema 2

7.4.3 Caldera de Biomasa

El dimensionamiento de la caldera de biomasa se realizará de la misma manera que en el esquema 1. Es decir, a partir de datos establecidos previamente y aplicando los balances de energía en cada elemento de la caldera, al mismo tiempo que se fija una serie de temperaturas de aproximación (diferencia mínima de temperatura entre el fluido caliente y frío en las secciones convectivas), se calcularán el resto de variables involucradas. Debiéndose asegurar que las condiciones de funcionamiento de la caldera son correctas en todo momento, con independencia de la potencia térmica suministrada y del vapor producido ("k").

Los datos de partida a destacar son: la potencia estimada de la planta ($\dot{W}_{rankine} = 18 \text{ MW}$) y los valores de presión y temperatura del agua a la entrada del economizador, los cuales se determinaron en el subapartado anterior ($T_1 = 174,4 \text{ °C}$; $P_1 = 127,6 \text{ bar}$). Y como principal diferencia a mencionar en comparación al esquema 1 es que en este caso no se fijará la temperatura de salida de los humos del hogar (T_{32}) a 1.000 °C . La razón estriba en qué en este caso la refrigeración de hogar no se mantiene de forma proporcional a la potencia térmica suministrada por la caldera, sino que disminuye para cargas bajas, provocando que los humos salgan del hogar a mayor temperatura cuanto menor sea la potencia demandada a la caldera. Esto es debido al razonamiento expuesto al inicio de este apartado: la producción de vapor ("k") disminuye en mayor medida que la potencia de la caldera ante una reducción del flujo de combustible, y dado que la evaporación del agua en el hogar actúa como sistema refrigerante del mismo, si esta se reduce, provocará un incremento del calor absorbido por los humos y por tanto de su temperatura de salida.

Otra diferencia respecto al esquema 1 es la introducción de las ecuaciones siguientes, que permitirán relacionar $\dot{W}_{rankine}$ con el flujo másico de agua (\dot{m}_{agua}):

$$\begin{aligned}\dot{W}_{rankine} &= \dot{Q}_{ent} \cdot \eta_t \\ \dot{Q}_{ent} &= \dot{m}_{agua} \cdot (h_5 - h_1) \\ \eta_t &= 0,401\end{aligned}$$

Mientras que los balances de energía en cada elemento de la caldera, así como el cálculo de la temperatura adiabática de llama que es necesaria para representar su diagrama Q-T, vienen dados por:

Recuperador de Calor:

$$\dot{m}_{aire} \cdot \sum_j f_{m_j} \cdot (h_{j_{31}} - h_{j_{30}}) = \dot{m}_{humos} \cdot \sum_i f_{m_i} \cdot (h_{i_{35}} - h_{i_{36}})$$

Hogar:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{comb} \cdot PCI &= k \cdot \dot{m}_{agua} \cdot (h_3 - h_2) \\ &+ \left[\dot{m}_{humos} \cdot \sum_i f_{m_i} \cdot (h_{i_{32}} - h_{i_{ref}}) - \dot{m}_{aire} \cdot \sum_j f_{m_j} \cdot (h_{j_{31}} - h_{j_{ref}}) \right]\end{aligned}$$

Sobrecalentador 2:

$$\dot{m}_{agua} \cdot (h_5 - h_4) = \dot{m}_{humos} \cdot \sum_i f_{m_i} \cdot (h_{i_{32}} - h_{i_{33}})$$

Sobrecalentador 1:

$$k \cdot \dot{m}_{agua} \cdot (h_4 - h_3) = \dot{m}_{humos} \cdot \sum_i f_{m_i} \cdot (h_{i_{33}} - h_{i_{34}})$$

Economizador:

$$k \cdot \dot{m}_{agua} \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_{humos} \cdot \sum_i f_{m_i} \cdot (h_{i_{34}} - h_{i_{35}})$$

Cálculo de la temperatura adiabática de llama:

$$\dot{m}_{comb} \cdot PCI = \left[\dot{m}_{humos} \cdot \sum_i f_{m_i} \cdot (h_{i_{adiab}} - h_{i_{ref}}) - \dot{m}_{aire} \cdot \sum_j f_{m_j} \cdot (h_{j_{31}} - h_{j_{ref}}) \right]$$

Dado que se pretende asegurar un funcionamiento adecuado de la caldera sea cual sea la potencia demandada, se realizará una tabla paramétrica usando como parámetro el flujo másico de

combustible y cuyas funciones objetivo serán las diferencias de temperatura entre los fluidos caliente y frío en las secciones convectivas para asegurar que no sobrepasan sus valores mínimos. Respecto a esto no hay que olvidar que la potencia mínima de la caldera es un 30 % de la máxima, por lo que el flujo de combustible mínimo será el 30 % del máximo, correspondiéndose dicho flujo máximo con un valor de $k = 1$.

Si se realizase un recuento del número de ecuaciones y variables introducidas para el modelado de la caldera en *EES*, se comprobaría que el número de variables supera en tres unidades al número de ecuaciones, por lo que es necesario incluir dos ecuaciones más para poder construir la tabla. Para ello se fijarán dos de las temperaturas de aproximación. Pero antes de eso tendrán que definirse dichas temperaturas de aproximación:

$$\Delta T_{recup} = T_{35} - T_{31}$$

$$\Delta T_{sob\ 2\ ent} = T_{32} - T_5$$

$$\Delta T_{sob\ 2\ sal} = T_{33} - T_4$$

$$\Delta T_{eco\ ent} = T_{34} - T_2$$

$$\Delta T_{eco\ sal} = T_{35} - T_1$$

Donde los subíndices *ent* y *sal* se refieren a la entrada y salida, respectivamente, del fluido caliente, es decir, de los humos. Mientras que la temperatura de aproximación definida para el recuperador es la de entrada de los humos. No es necesario definir la de su salida ya que al entrar el aire a la caldera a una temperatura de 18 °C y tener que salir los humos a una temperatura superior a los 100 °C (para evitar condensaciones ácidas), se está asegurando que la diferencia de temperatura en dicha sección sea superior al mínimo de 25 °C (intercambiador gas – gas). Este mínimo de 25 °C también se aplica al sobrecalentador 2, a diferencia del economizador cuyo valor mínimo será de 15 °C por ser un intercambiador líquido-gas.

Las temperaturas de aproximación que se fijarán serán las del recuperador de calor (entrada de los humos) y, de entre las que involucran al agua y a los humos, la que resulte más crítica. Es decir, aquella que permita operar a la caldera respetando las temperaturas de aproximación mínimas. Se puede comprobar que esta sección crítica es la correspondiente a la sección de salida de los humos del economizador, por tanto será $\Delta T_{eco\ sal}$ la variable que se fije a su valor mínimo. Para demostrar esto se ha trazado el diagrama Q-T de la caldera en condiciones nominales ($k = 1$) para un valor de $\Delta T_{eco\ sal}$ de 15 °C. Dicho diagrama se muestra en la **Figura 7.20**. Se observa que el primer tramo representado del agua se corresponde con una línea isoterma a unos 330 °C, que es la temperatura de evaporación del agua, ya que está referido al paso del agua por el hogar. Es por esto por lo que aparecen representados los humos como línea discontinua, por tener el mismo significado que para el esquema 1. El resto de elementos de la caldera aparecen representados en el siguiente orden: sobrecalentador 2, sobrecalentador, economizador y recuperador de calor, donde los cambios de pendiente del agua se deben a la variación del calor específico con la temperatura al ser constante el caudal que atraviesa cada intercambiador. Igualmente también se comprueba que la temperatura de

salida de los humos de la caldera es menor a 100 °C, lo que provocaría condensaciones ácidas, por lo que se corregirá de la misma forma que en el esquema 1: eliminando la temperatura de aproximación del recuperador y fijando la temperatura de salida de los humos de la caldera.

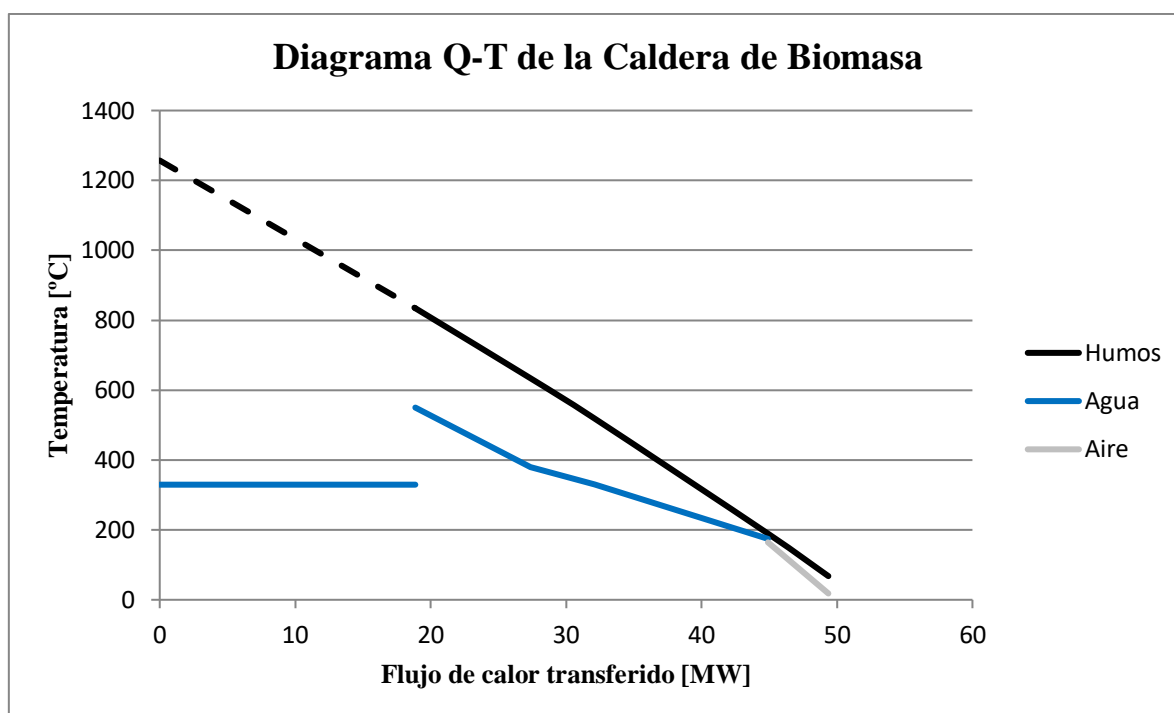


Figura 7.20. Diagrama Q-T provisional de la caldera de biomasa a potencia nominal ($k = 1$) habiéndose fijado $\Delta T_{recup} = 25$ °C (esquema 2)

Si tal como se acaba de decir, se sustituye la condición de la temperatura de aproximación del recuperador por la temperatura de salida de los humos de la caldera, se puede trazar el diagrama Q-T mostrado en la **Figura 7.21**. En este caso no existe problema alguno cuando la caldera opera a carga nominal. Si se realiza una tabla paramétrica para distintos valores del flujo másico de combustible (o de " k "), se obtienen los resultados mostrados en la **Tabla 7.20**. Se observa que " k " está comprendida en el rango $[0,1363,1]$, es decir, cuando la caldera opera a carga mínima (30 % de la máxima), únicamente el 13,63 % del vapor que llega a la turbina es generado gracias a la biomasa. De igual forma también se comprueba que la temperatura de los humos a su salida del hogar varía entre los 811,3 °C cuando la caldera opera a carga máxima y los 1.037 °C cuando se encuentra a carga mínima. Mientras que la temperatura de aproximación en el recuperador no se ha incluido en la tabla al poseer un valor constante de unos 81 °C. Pero hay que advertir un detalle importante: a cargas muy bajas no se respetan las temperaturas de aproximación mínimas a la salida del sobrecalentador 2 y a la entrada del economizador. Esto significa que a partir de cierta carga la sección crítica de la caldera pasa a ser otra distinta. Para identificarla basta con fijar el valor de la temperatura de aproximación de una de las dos posibles ($\Delta T_{sob\ 2\ sal} = 25$ °C o $\Delta T_{eco\ ent} = 15$ °C) y resolver con *EES*. De esta forma se descubre que para valores de " k " inferiores a 0,154 la sección crítica de la caldera es la correspondiente a la salida del sobrecalentador 2. Para demostrar esto se va a trazar para carga mínima de caldera ($k = 0,1363$) su diagrama Q-T (**Figura 7.22**). Si se compara dicho diagrama

con el correspondiente a carga máxima, se observan diferencias significativas debidas a la diferencia de caudales y al hecho de haberse tenido que fijar una temperatura de aproximación distinta.

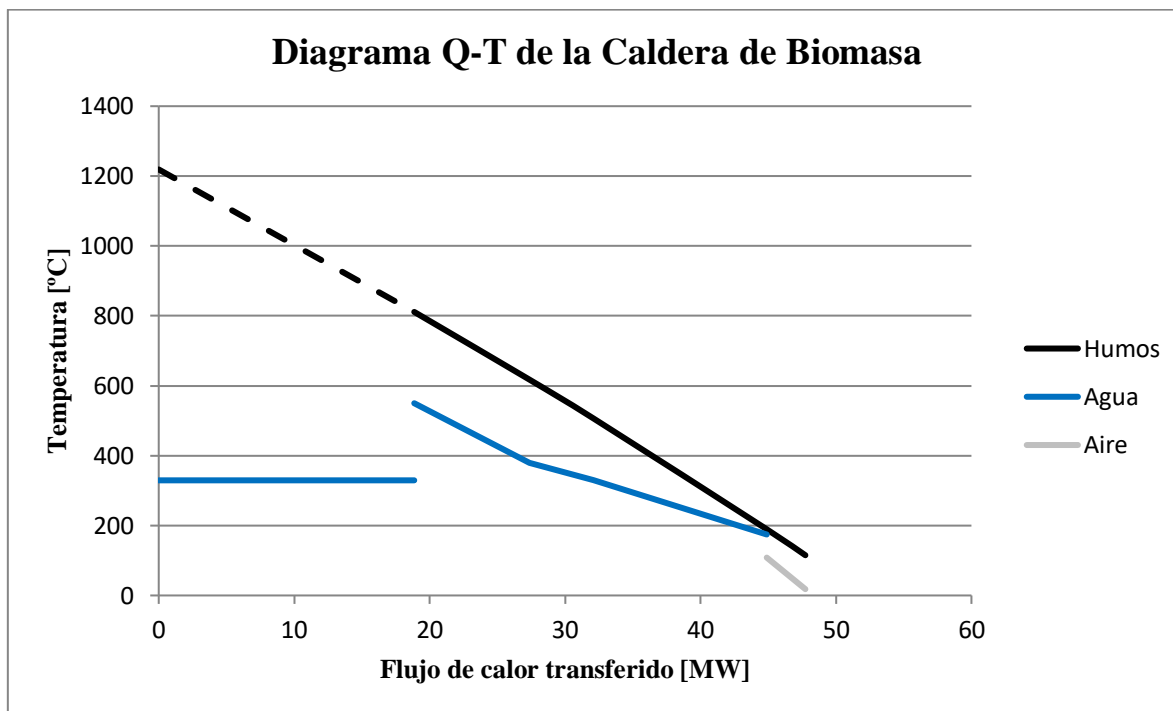


Figura 7.21. Diagrama Q-T provisional de la caldera de biomasa a potencia nominal ($k = 1$) habiéndose fijado $T_{36} = 115$ °C (esquema 2)

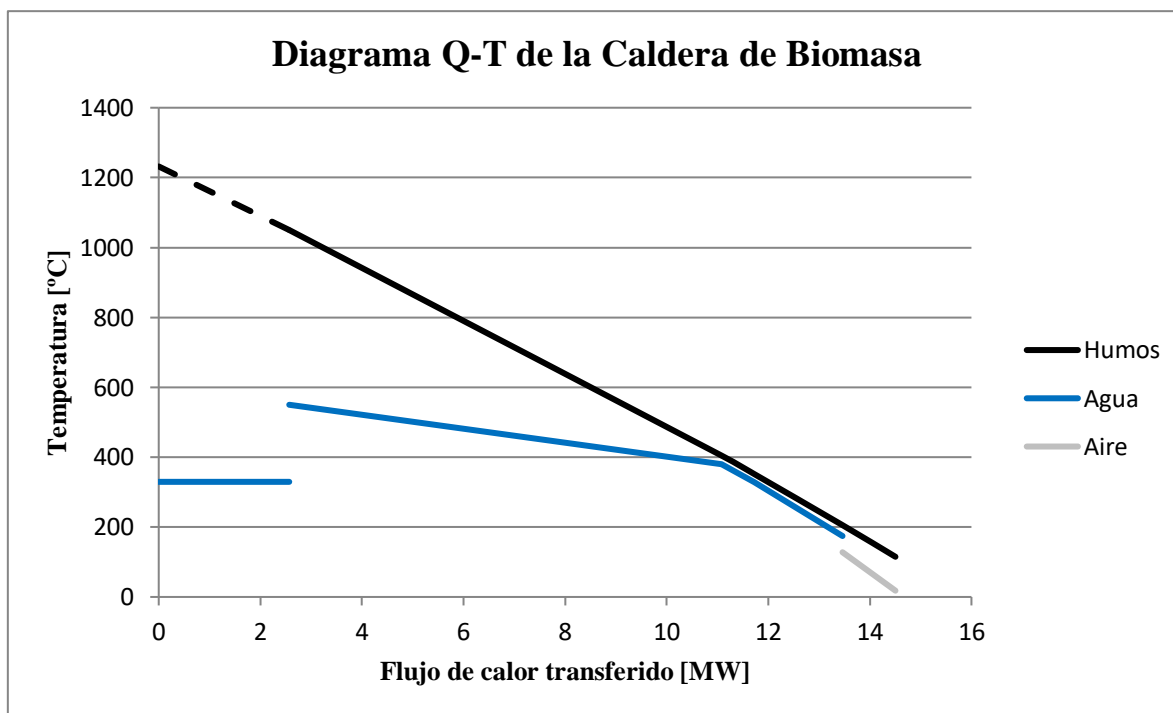


Figura 7.22. Diagrama Q-T provisional de la caldera de biomasa a potencia mínima ($k = 0,1363$) habiéndose fijado $T_{36} = 115$ °C (esquema 2)

Tabla 7.20. Tabla paramétrica provisional de la caldera de biomasa correspondiente al esquema de planta 2 usando como parámetro el flujo másico de combustible

$\dot{m}_{comb} \left(\frac{kg}{s} \right)$	k	$T_{32} (^{\circ}C)$	$\Delta T_{eco\ ent} (^{\circ}C)$	$\Delta T_{sob\ 2\ ent} (^{\circ}C)$	$\Delta T_{sob\ 2\ sal} (^{\circ}C)$
1,232	0,1363	1037	7,077	486,9	9,715
1,352	0,1722	1009	28,96	458,8	39,28
1,472	0,2082	985,2	47,18	435,2	63,86
1,592	0,2442	965	62,59	415	84,62
1,711	0,2802	947,6	75,79	397,6	102,4
1,831	0,3162	932,5	87,23	382,5	117,8
1,951	0,3522	919,2	97,24	369,2	131,2
2,071	0,3882	907,4	106,1	357,4	143,1
2,191	0,4242	896,9	113,9	346,9	153,6
2,311	0,4602	887,4	120,9	337,4	163
2,43	0,4962	878,9	127,2	328,9	171,5
2,55	0,5321	871,1	133	321,1	179,2
2,67	0,5681	864,1	138,2	314,1	186,1
2,79	0,6041	857,6	142,9	307,6	192,5
2,91	0,6401	851,7	147,2	301,7	198,3
3,03	0,6761	846,2	151,2	296,2	203,7
3,149	0,7121	841,2	154,9	291,2	208,6
3,269	0,7481	836,5	158,4	286,5	213,2
3,389	0,7841	832,1	161,5	282,1	217,4
3,509	0,8201	828,1	164,5	278,1	221,4
3,629	0,8561	824,3	167,2	274,3	225,1
3,749	0,892	820,7	169,8	270,7	228,5
3,868	0,928	817,4	172,2	267,4	231,7
3,988	0,964	814,2	174,5	264,2	234,8
4,108	1	811,3	176,6	261,3	237,6

Se concluye entonces que la temperatura de aproximación que es necesaria fijar para evaluar el funcionamiento de la caldera dependerá de la carga de la misma, de tal forma que para valores de " k " inferiores a 0,154 se establecerá el valor de $\Delta T_{sob\ 2\ sal}$, mientras que para valores de " k " mayores a 0,154 se fijará el valor de $\Delta T_{eco\ sal}$.

El valor del rendimiento de caldera obtenido es el mismo que en el esquema 1: un 92,58 %, ya que se ha mantenido la cantidad mínima de aire que asegura una combustión completa de la biomasa y la misma temperatura de los humos a su salida de la caldera. Las **Tablas 7.21 y 7.22** muestran la temperatura de los humos y del aire en cada sección de la caldera a carga mínima y máxima, respectivamente (los valores de temperatura del agua son conocidos al haberse determinados durante la optimización del ciclo de potencia). Y de igual forma que en el esquema 1, cuando se conozca la potencia real se mostrará un resumen de los caudales y del calor transferido en cada sección convectiva de la caldera, así como sus diagramas Q-T definitivos.

Tabla 7.21. Valores de temperatura en la caldera de biomasa a carga mínima ($k = 0,1363$) del esquema 2

	Aire		Humos					
Estado	30	31	Adiab	32	33	34	35	36
T (°C)	18	128	1.232	1.050	405	352	205,5	115

Tabla 7.22. Valores de temperatura en la caldera de biomasa a carga máxima ($k = 1$) del esquema 2

	Aire		Humos					
Estado	30	31	Adiab	32	33	34	35	36
T (°C)	18	108,3	1.219	811,3	617,6	506,1	189,4	115

7.4.4 Actualización de la Potencia Real

Al igual que en el esquema 1, para obtener la potencia eléctrica neta desarrollada por la planta es necesario tener en cuenta los consumos de las bombas de *HTF* y del sistema de refrigeración, además de establecer como valor del rendimiento térmico el obtenido para este esquema. Por tanto, el modelo creado para el esquema 1 puede ser usado de nuevo para este segundo esquema sin más que suprimir todas aquellas ecuaciones que hagan referencia al consumo de las bombas de la caldera y sus caudales, ya que para esta configuración el recorrido del *HTF* es único: el del campo solar. En consecuencia, la potencia eléctrica neta para cada hora viene dada por la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_{neta\ hora\ i} = \dot{W}_{rankine} - \dot{W}_{bomb\ HTF\ lazos\ hora\ i} - \dot{W}_{refrig}$$

Aparte de las modificaciones comentadas en el párrafo anterior, en comparación con el esquema 1 también es necesario eliminar la siguiente ecuación por no ser cierta en este caso:

$$\dot{Q}_{ent} = \dot{m}_{HTF} \cdot (h_{43} - h_{40})$$

Por lo que solo queda por calcular \dot{W}_{refrig} para poder resolver las ecuaciones introducidas. De nuevo, se procede de la misma manera que en el esquema 1: se introduce el rendimiento térmico de este segundo esquema en el modelo *EES* de estimación de la potencia del esquema 1 para obtener $\dot{W}_{rankine}$, dato a partir del cual se obtiene $\dot{W}_{turb\ bruta}$ con el modelo del ciclo de potencia de este segundo esquema, y finalmente poder calcular \dot{W}_{refrig} considerando que supone el 0,5 % de la potencia bruta de la turbina. De esta forma se obtienen unas potencias de Rankine y de turbina bruta de 18.090 y 18.400 kW, respectivamente, por lo que las ecuaciones a introducir son:

$$\dot{W}_{refrig} = \frac{0,5}{100} \cdot \dot{W}_{turb\ bruta}$$

$$\dot{W}_{turb\ bruta} = 18.400 [kW]$$

Resolviendo con *EES* se obtienen los resultados mostrados en la siguiente tabla (**Tabla 7.23**):

Tabla 7.23. Principales valores del esquema de planta 2

	$\dot{m}_{comb\ min} \left(\frac{kg}{s}\right)$	$\dot{m}_{comb\ max} \left(\frac{kg}{s}\right)$	n_{lazos}	$\dot{Q}_{ent} (kW)$	$\dot{W}_{rankine} (kW)$	$F_{sol\ dia} (\%)$	$F_{biomasa\ dia} (\%)$
Esquema 2	1,238	4,128	17,85	45.111	18.090	15,72	84,28

Si se comparan los resultados obtenidos entre los esquema 1 y 2, se puede comprobar que la única diferencia entre ambos es la mayor potencia de la planta de este segundo esquema gracias al aumento del rendimiento térmico, la cual se ha incrementado algo más de 500 kW. En consecuencia, la configuración elegida para el campo solar será la misma: Retorno Directo.

Mientras que el cálculo de la potencia eléctrica neta mínima y máxima resulta más sencillo en este segundo esquema al haber un único sistema de bombeo de *HTF*. La potencia mínima se desarrollará cuando el caudal de *HTF* que circule por los lazos sea máximo (punto de diseño solar), y máxima cuando no exista *HTF* circulando (caldera a potencia nominal)⁴. Por tanto, introduciendo ecuaciones equivalentes a las explicadas anteriormente para calcular \dot{W}_{neta} para cada hora, pero referidas en este caso a estos dos puntos de operación tan particulares (consultar **Anexo IX**), se obtienen unas potencias eléctricas netas mínima y máxima de 17.642 y 17.998 kW, respectivamente.

A continuación, todos los resultados que se mostrarán han sido determinados mediante el modelo conjunto de la caldera de biomasa y el ciclo de potencia, pudiéndose comprobar que dichos resultados son idénticos a los calculados por separado anteriormente (consultar **Anexo X**). Los principales valores del ciclo de potencia se muestran en la **Tabla 7.24**, mientras que los correspondientes a la caldera de biomasa, considerándose que opera tanto en condiciones nominales como a carga mínima, aparecen en las **Tablas 7.25 y 7.26**.

⁴ Tal como se comentó en el **apartado 7.2**, se considera que no existe riesgo de congelación del *HTF*.

Tabla 7.24. Principales valores del ciclo de potencia (esquema 2)

$\dot{m}_{agua} \left(\frac{kg}{s} \right)$	Extracciones (%)		$\dot{W}_{rankine} (MW)$	$\eta_t (\%)$
	y_2	y_3		
16,54	12,94	9,40	18,090	40,1

Tabla 7.25. Valores de la caldera de biomasa en condiciones nominales (esquema 2)

$\dot{m}_{comb} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$\dot{m}_{aire} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$\dot{m}_{humos} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$\dot{m}_{HTF} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$\dot{Q}_{comb} (MW)$	$\eta_{cald} (\%)$
4,128	31,08	35,21	0	45,111	92,58

Tabla 7.26. Valores de la caldera de biomasa en condiciones de carga mínima (esquema 2)

$\dot{m}_{comb} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$\dot{m}_{aire} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$\dot{m}_{humos} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$\dot{m}_{HTF} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$\dot{Q}_{comb} (MW)$	$\eta_{cald} (\%)$
1,238	9,321	10,56	144,6	13,528	92,58

En este momento se realizarán los diagramas Q-T del precalentador de baja presión, del tren de generación de vapor solar a máxima carga ($k = 0,1363$), y de la caldera de biomasa tanto a máxima como a mínima potencia. La **Figura 7.23** muestra el diagrama Q-T del tren de generación de vapor solar, mientras que los flujos de calor intercambiados en cada equipo se muestran en la **Tabla 7.27**. Es necesario un caudal de agua y de HTF de 16,54 y 144,7 kg/s, respectivamente, entrando este a 393 °C y saliendo a 304,1 °C.

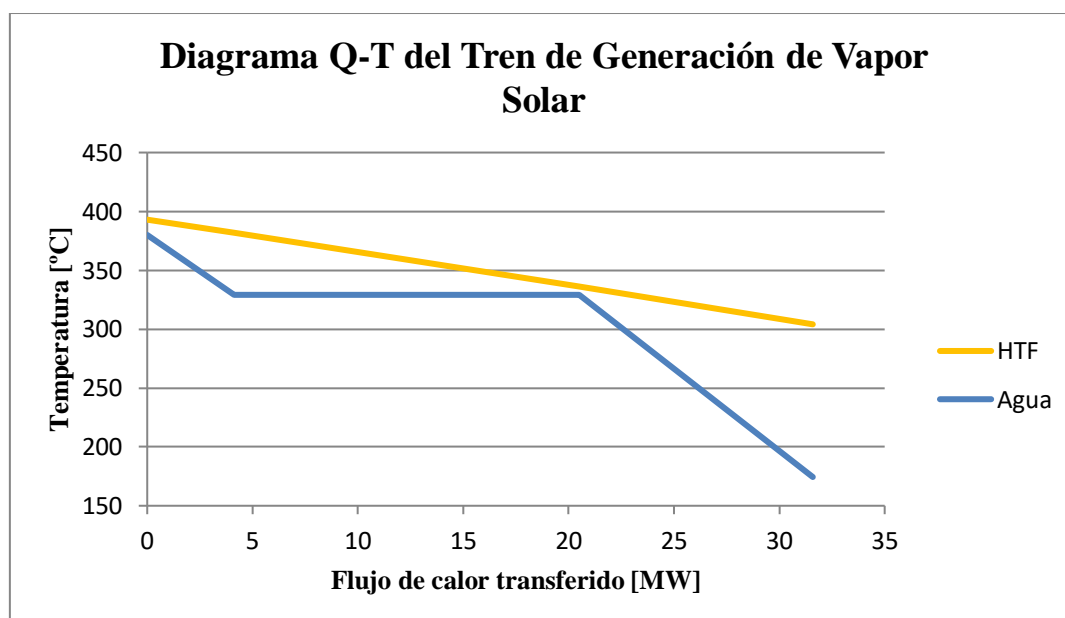


Figura 7.23. Diagrama calor transferido-temperatura del tren de generación de vapor solar (esquema 2)

Tabla 7.27. Flujos de calor intercambiados en el tren de generación de vapor solar a plena carga (esquema 2)

	Economizador Solar	Evaporador Solar	Sobrecalentador Solar
$\dot{Q}(MW)$	11,094	16,376	4,118

La **Figura 7.24** representa el diagrama Q-T del precalentador de baja presión, mientras que sus correspondientes flujos de calor se muestran en la **Tabla 7.28**.

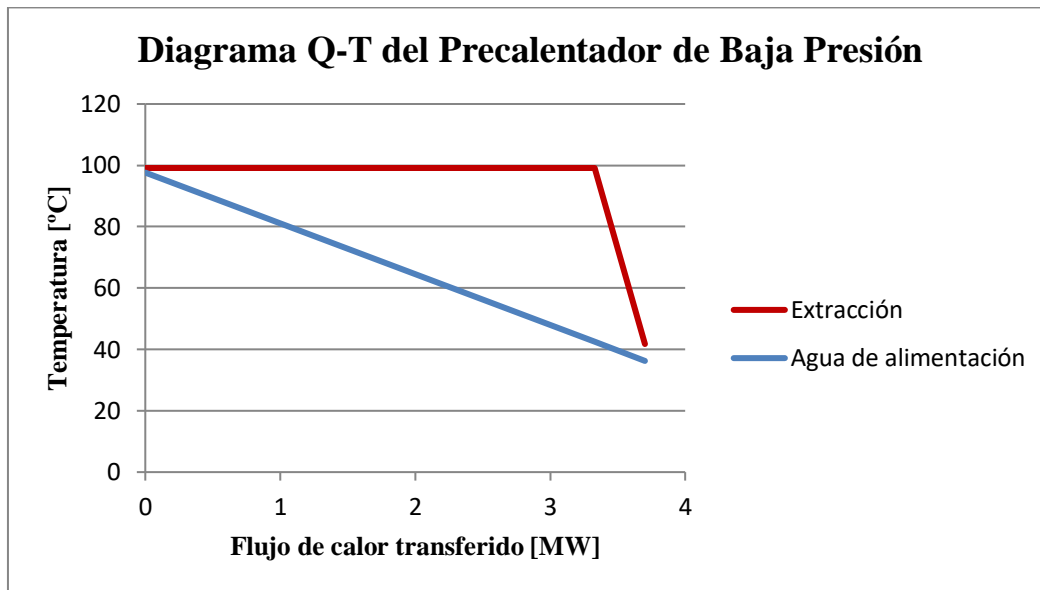


Figura 7.24. Diagrama calor transferido-temperatura del precalentador de baja presión (esquema 2)

Tabla 7.28. Flujos de calor intercambiados en el precalentador de baja presión (esquema 2)

	Precalentador de Baja Presión	
	Condensación	Subenfriamiento
$\dot{Q}(MW)$	3,328	0,374

Las **Figuras 7.25** y **7.26** muestran los diagramas Q-T para la caldera de biomasa a máxima y mínima potencia, respectivamente. Mientras que los flujos de calor transferidos son los mostrados en la **Tablas 7.29** y **7.30**.

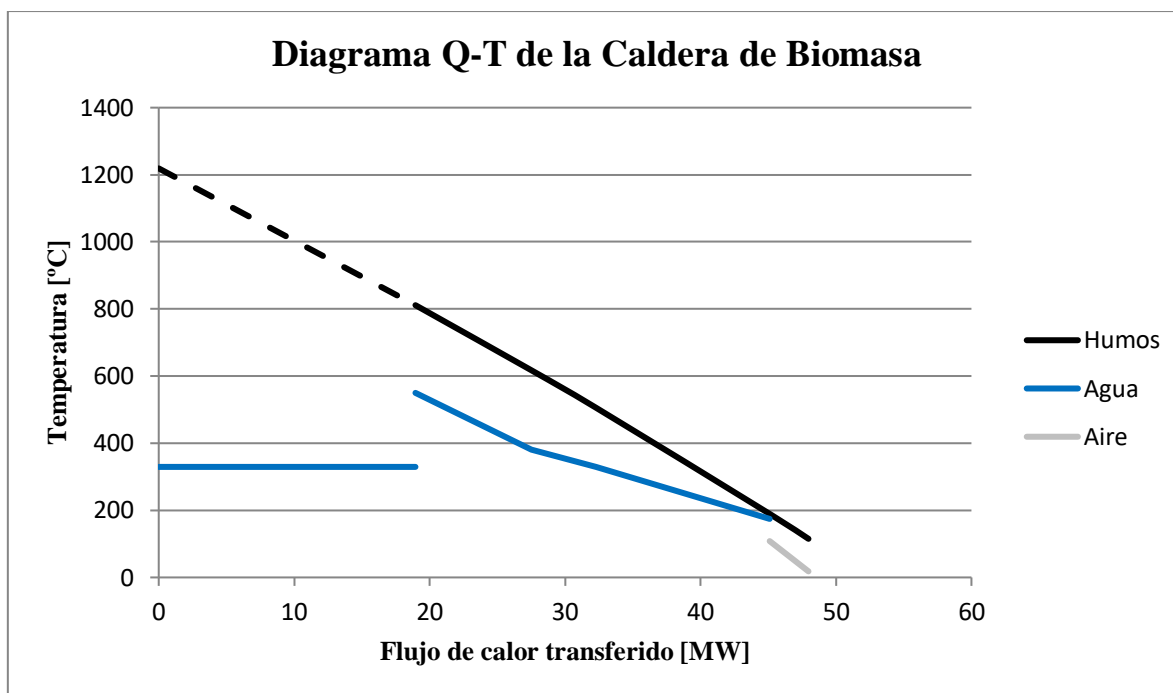


Figura 7.25. Diagrama calor transferido-temperatura de la caldera de biomasa a potencia nominal (esquema 2)

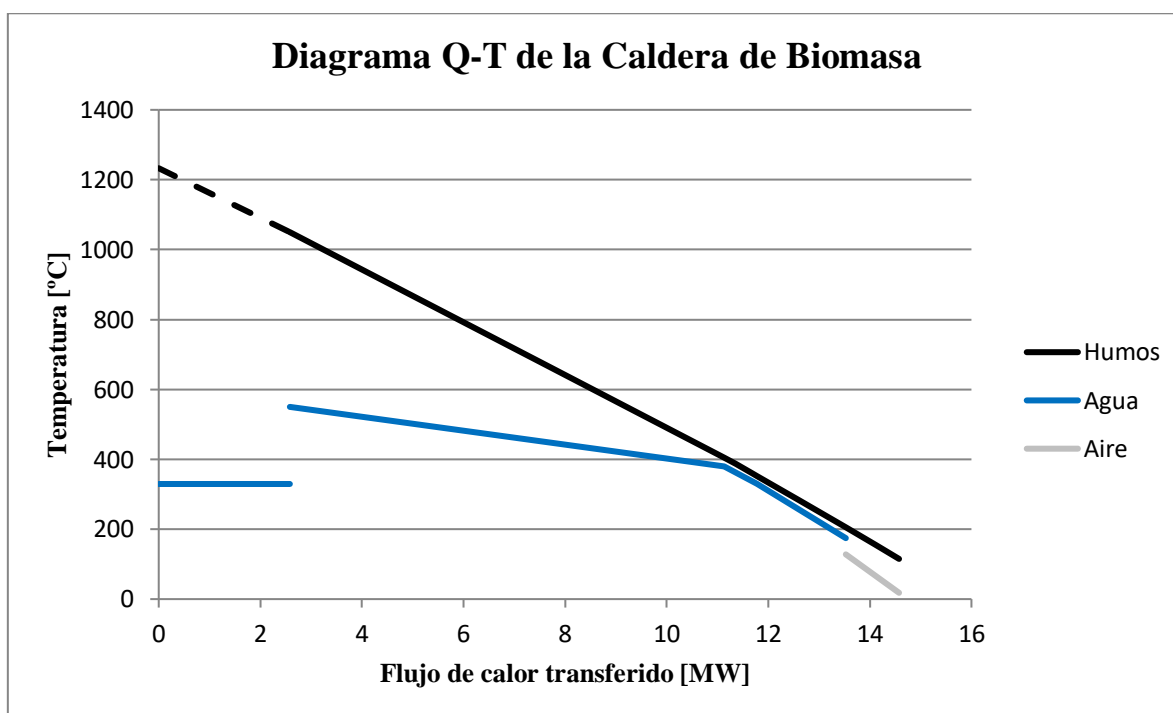


Figura 7.26. Diagrama calor transferido-temperatura de la caldera de biomasa a carga mínima (esquema 2)

Tabla 7.29. Flujos de calor intercambiados en la caldera de biomasa a carga nominal (esquema 2)

	Hogar		Sobrecalentador 2	Sobrecalentador 1	Economizador	Recuperador de Calor
	Agua	Humos				
$\dot{Q}(MW)$	18,953	29,771	8,547	4,766	12,840	2,863

Tabla 7.30. Flujos de calor intercambiados en la caldera de biomasa a carga mínima (esquema 2)

	Hogar		Sobrecalentador 2	Sobrecalentador 1	Economizador	Recuperador de Calor
	Agua	Humos				
$\dot{Q}(MW)$	2,582	12,031	8,547	0,649	1,749	1,048

Finalmente, el cálculo de la energía anual producida sería idéntico al realizado para el esquema 1, donde la energía generada durante el *Día Solar Medio* es de 431.587 kWh:

$$E_{anual} = 431.587 \frac{kWh}{día} \cdot (365 - 31)días \cdot \frac{1 GWh}{10^6 kWh} = 144,15 GWh$$

7.4.5 Simulación de la Planta

Si se simulase el funcionamiento de la planta de la misma forma y para los mismos días que para el esquema 1, se comprobaría de qué se obtendrían exactamente las mismas gráficas. Igualmente, si se procediese de la misma manera que en el esquema 1 con la comparación de los valores de energía solar y de biomasa aprovechables con los finalmente consumidos, se podría comprobar también de que se obtendrían los mismos resultados. Este hecho no resulta extraño si se tiene en cuenta que ambos esquemas poseen el mismo número de lazos y el mismo rendimiento de caldera, lo que pone de manifiesto que el incremento de la potencia de la planta en este segundo esquema es gracias al aumento del rendimiento térmico y a la disminución del consumo de bombeo del HTF.

8. Análisis Económico

Este capítulo tiene por objetivo analizar la viabilidad económica de los dos esquemas de planta propuestos en este trabajo con el fin de seleccionar el más adecuado. Para ello se realizará en primer lugar el presupuesto de ambas configuraciones de plantas, e inmediatamente después llevar a cabo un análisis de rentabilidad basado en el estudio de los flujos de caja, lo que permitirá el cálculo de diferentes índices de rentabilidad (VAN, TIR...).

8.1 Cálculo del Presupuesto

Los pasos que se seguirán para elaborar el presupuesto de ambas plantas será el siguiente [69]:

- 1) Escalado mediante la aplicación de la **regla de Williams** para estimar el coste de los distintos equipos que formarán parte de la planta.
- 2) Actualización de los costes estimados en el paso anterior para un año de referencia a valores presentes, de forma que se tenga en cuenta la inflación del capital. Esto se llevará a cabo mediante un índice económico llamado **CEPCI**, por sus siglas en inglés, **Chemical Engineering Plant Cost Index**.
- 3) Dado que únicamente se están estimando los costes de suministro y montaje, existen multitud de costes adicionales que se deberán tener en cuenta en una planta real (costes de instalación, supervisión, puesta en marcha...). Es por esto que dichos costes se mayorarán mediante el conocido como **método de los factores generales de Lang**.

Como ejemplo del procedimiento descrito, se mostrará cómo calcular el coste de la turbina de vapor del esquema 1.

La regla de Williams es una ecuación que relaciona el coste de un equipo con una magnitud característica de dicho equipo (potencia, área...). Dicha ecuación es la siguiente [69]:

$$C = C_{ref} \cdot \left(\frac{M}{M_{ref}} \right)^\alpha$$

Donde:

- ✓ **C** representa el **coste del equipo que se pretende calcular**.
- ✓ **C_{ref}** representa el **coste del equipo tomado como referencia**.
- ✓ **M** representa la **magnitud característica del equipo cuyo coste se intenta conocer**.
- ✓ **M_{ref}** representa la **magnitud característica del equipo de referencia**.
- ✓ **α** representa el **factor de escala**. Suele poseer un valor entre 0,6 y 0,8, considerándose en este caso un valor de 0,7.

Para la turbina de vapor del ejemplo, se partirá de una turbina cuya potencia es de 174,5 MW (magnitud característica) que en el año 2015 costaba 30 millones de euros. Mientras que la turbina de vapor del esquema 1 es de 17,85 MW, por lo que [39]:

$$C_{turb} = (3 \cdot 10^7) \cdot \left(\frac{17,85}{174,5}\right)^{0,7} = 6.081.507 \text{ €}$$

Adviértase que al ser el factor de escala (α) menor que 1, el proceso de escalado es no lineal, lo cual se comprueba al comparar las dos turbinas. Mientras que la potencia de la turbina del esquema 1 solo representa un 10 % de la potencia de la turbina de referencia, su coste es el 20 % del correspondiente a dicha turbina.

A continuación, se actualizará el coste de este equipo referido al año 2015 por el correspondiente a un año más próximo mediante el *CEPCI*. El año al que se actualizará dicho coste será el 2019 por ser el año más próximo al actual del que se disponen datos conocidos. La ecuación es la siguiente:

$$C_{2019} = C_{2015} \cdot \frac{CEPCI_{2019}}{CEPCI_{2015}}$$

Donde:

- ✓ C_{2019} representa el **coste del equipo en el año 2019**.
- ✓ C_{2015} representa el **coste del equipo en el año 2015**.
- ✓ $CEPCI_{2019}$ representa el **valor de dicho índice para el año 2019**.
- ✓ $CEPCI_{2015}$ representa el **valor de dicho índice para el año 2015**.

Para los años 2015 y 2019 el *CEPCI* vale 556,8 y 607,5, respectivamente, por lo que el coste de la turbina viene dado por [69], [70]:

$$C_{turb\ 2019} = 6.081.507 \cdot \frac{607,5}{556,8} = 6.635.265 \text{ €}$$

Únicamente queda por aplicar el método de los factores generales de Lang, el cual consiste en mayorar el coste de los equipos multiplicándolos por un factor corrector. En este trabajo se tomará un valor de dos porque el presupuesto es muy detallado [69].

El proceso de cálculo del coste mostrado para la turbina se ha llevado a cabo para todos los elementos de ambos esquemas, cuyos resultados aparecen en las **Tablas 8.1 a 8.4** separados según la disciplina en la que se encuadran: civil, mecánica, eléctrica, e instrumentación y control. Y cuya última fila muestra la suma mayorada de los costes para ambas configuraciones (en negrita).

Tabla 8.1. Costes asociados a la disciplina de ingeniería civil

Ítem	Coste (€)	
	Esquema 1	Esquema 2
Obra civil BOP (movimiento tierras, cimentaciones, edificios, estructuras, redes enterradas, urbanización)	2.752.499	2.822.242
Obra civil campo solar	4.285.381	4.285.381
	14.075.759	14.215.246

Tabla 8.2. Costes asociados a la disciplina de mecánica

Ítem	Coste (€)	
	Esquema 1	Esquema 2
Caldera	5.522.667	5.522.667
Precalentador de alta presión	1.282.650	0
Precalentador de baja presión	906.911	909.147
Desgasificador	1.042.912	1.053.425
Turbina de vapor	6.635.525	6.777.726
Aerocondensador	7.352.821	7.252.433
Bomba condensado	20.449	21.424
Bomba alimentación	180.432	182.879
Bomba HTF (lazos)	159.462	159.462
Bomba HTF (caldera)	131.741	0
CCP	5.142.457	5.142.457
<i>HTF</i>	3.850.489	2.999.767
Generador de vapor solar	4.877.722	3.370.671
Auxiliar: aire comprimido	34.406	35.278
Auxiliar: tratamiento agua y efluentes	688.125	705.561
Auxiliar: protección contra incendios	137.625	141.112
Auxiliar: dosificación química	34.406	35.278
Auxiliar: refrigeración auxiliar	206.437	211.668
Auxiliar: tanques	68.812	70.556
Auxiliar: climatización	51.609	52.917
Montaje mecánico	3.440.624	3.527.803
	83.536.572	76.344.463

Tabla 8.3. Costes asociados a las disciplina de electricidad

Ítem	Coste (€)	
	Esquema 1	Esquema 2
Subestación	1.032.187	1.058.341
Transformado principal	1.282.181	1.314.669
Transformadores auxiliares	137.625	141.112
Transformadores de distribución	68.812	70.556
Barras fase aislada	41.287	42.334
Infraestructura MT	378.469	388.058
Infraestructura BT	206.437	211.668
Interruptor generación	103.219	105.834
Equipos medida producción	68.812	70.556
Generador de emergencia	34.406	35.278
Sistema DC	34.406	35.278
Montaje eléctrico	688.125	705.561
	8.151.934	8.358.489

Tabla 8.4. Costes asociados a las disciplina de instrumentación y control

Ítem	Coste (€)	
	Esquema 1	Esquema 2
DCS	103.219	105.834
Sistema de comunicaciones	34.406	35.278
Estación meteorológica	50.000	50.000
Sistema muestreo vapor	110.592	112.962
Sistema muestreo emisiones	295.208	295.208
Instrumentación	68.812	70.556
Válvulas de control	137.625	141.112
Auxiliar: I&C	103.219	105.834
Montaje I&C	1.032.187	1.058.341
	3.870.536	3.950.250

La siguiente tabla (**Tabla 8.5**) compara las inversiones iniciales entre los dos esquemas, calculadas como la suma de las partidas correspondientes a las cuatro disciplinas:

Tabla 8.5. Inversión inicial para los esquemas 1 y 2

	Esquema 1	Esquema 2
Inversión inicial (€)	109.634.802	102.868.448

8.2 Flujos de Caja

Para el cálculo de los flujos netos de caja para cada año de funcionamiento de la planta se tomarán como datos los mostrados en la siguiente tabla (**Tabla 8.6**):

Tabla 8.6. Hipótesis para el análisis de rentabilidad [39], [54]

Tasa variación anual de costes (%)	2,0
Precio venta electricidad (€/MWh)	65,00
Horas de operación	8.016
Empleados	30
Sueldo medio (€)	3.500,00
Recursos propios (%)	20
Interés del préstamo (%)	5,0
Duración del préstamo (años)	20
Tasa de descuento (%)	5
Tipo impositivo (%)	30
Vida útil (años)	30
Coste de la biomasa (€/MWh térmico)	15
Gasto anual O&M (% de la inversión inicial)	2,5

Obteniéndose los siguientes diagramas para los esquemas 1 y 2 (**Figuras 8.1 y 8.2**):

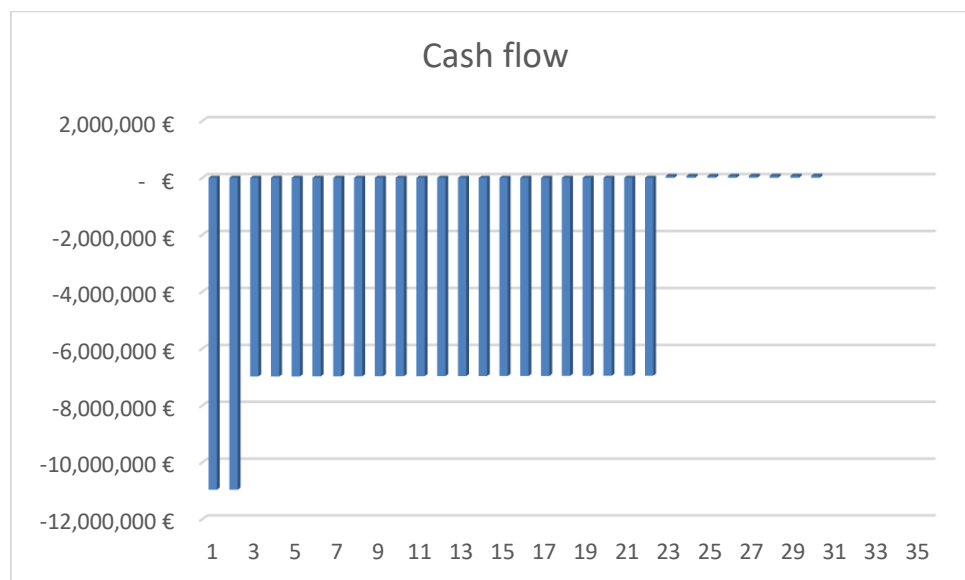


Figura 8.1. Flujos de caja para el esquema 1

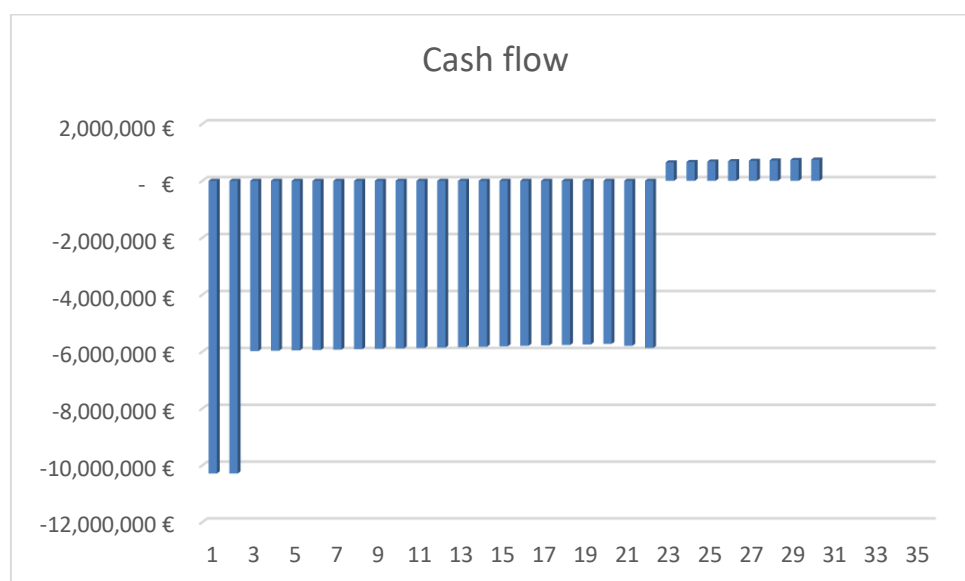


Figura 8.2. Flujos de caja para el esquema 2

No es necesario efectuar análisis de rentabilidad alguno para advertir que, para las condiciones económicas establecidas, ambos proyectos producirían pérdidas, es decir, no se conseguiría recuperar la inversión. Es por esto por lo que se va a proceder a calcular cuál debe ser el precio de venta de la energía mínimo que asegure la rentabilidad de ambos esquemas de planta. Para ello hay que tener en cuenta que dicho precio de venta mínimo será aquel que asegure que no se obtengan pérdidas para todo el periodo de funcionamiento de la planta. Y dado que la central empieza a producir energía a partir del tercer año, siendo además este tercer año aquel en el que el flujo de caja es más restrictivo, se trata del año crítico en el que se debe asegurar que el flujo de caja no sea negativo. Por tanto, se

puede calcular dicho precio de venta mínimo si se impone que el flujo de caja para el tercer año es cero. De esta forma resulta que los precios de venta de la energía mínimos para los esquemas 1 y 2 son de 121,34 y 111,98 €/MWh, respectivamente. Por tanto, parece ser más atractivo el esquema 2, pero en cualquier caso estando ambos precios muy por encima del mercado. Sus diagramas de flujos de caja actualizados son los siguientes (**Figuras 8.3 y 8.4**):

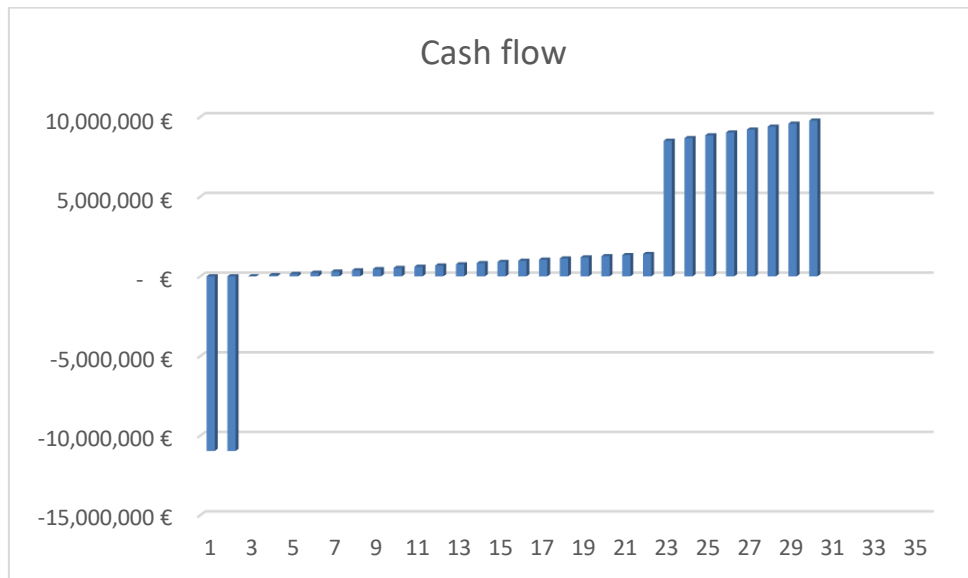


Figura 8.3. Flujos de caja actualizados para el esquema 1

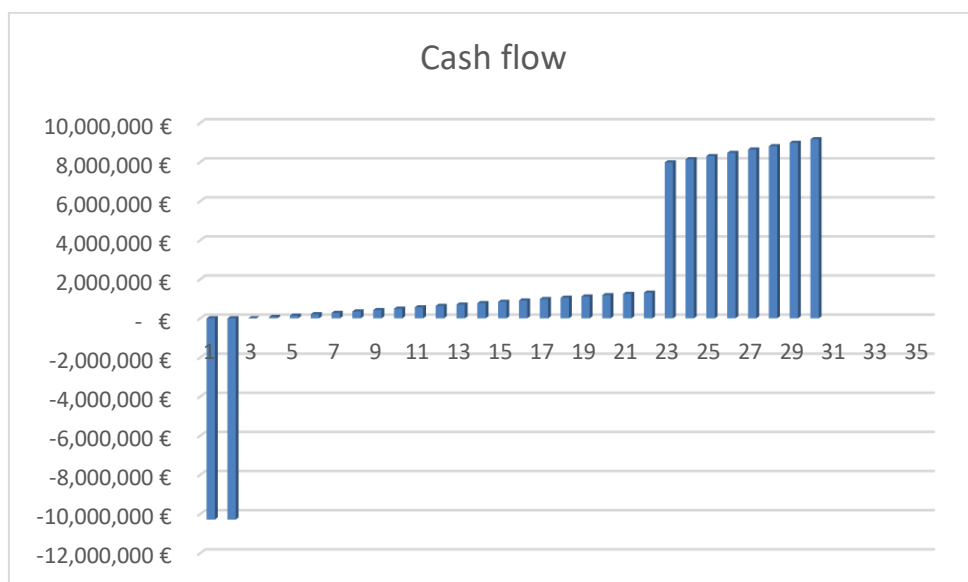


Figura 8.4. Flujos de caja actualizados para el esquema 2

8.3 Análisis de Rentabilidad

A partir del análisis de los flujos de caja realizado en el apartado anterior, la evaluación de la rentabilidad de ambos esquemas de planta se llevará a cabo según cuatro criterios distintos:

- Valor Actual Neto.
- Tasa Interna de Retorno.
- Plazo de Recuperación.
- Coste nivelado de energía.

El primer criterio es el **Valor Actual Neto (VAN)**, que permite conocer los beneficios económicos que se obtendrían de un proyecto en el momento presente si este comenzase justo en este instante. De forma que a mayor VAN, mayor beneficio conseguido, debiendo ser en todo caso mayor que cero para no incurrir en pérdidas. Su ecuación de cálculo es la siguiente [71]:

$$VAN = -I_0 + \sum_{j=1}^n \frac{Q_j}{(1+i)^j}$$

Donde:

- ✓ I_0 representa la **inversión inicial** (*u.m.*).
- ✓ Q_j representa el **flujo neto de caja del año j** (*u.m.*).
- ✓ i representa la **tasa de interés o descuento**.

Mientras que el segundo criterio, muy relacionado con el anterior, es la **Tasa Interna de Retorno o Rentabilidad (TIR)**, a partir del cual se puede calcular la rentabilidad máxima de un proyecto. Su ecuación de cálculo es la misma que la del VAN, pero con la condición de que este sea nulo, es decir [71]:

$$0 = -I_0 + \sum_{j=1}^n \frac{Q_j}{(1+TIR)^j}$$

De manera que el proyecto es viable económicamente si su TIR es mayor que la tasa de interés real, siendo su rentabilidad máxima la correspondiente al TIR multiplicada por 100 (%).

El tercer criterio es el **Plazo de Recuperación o Payback**, que consiste en calcular el tiempo que tarda un proyecto en recuperar la inversión realizada. Este criterio prioriza la disponibilidad de liquidez sobre el beneficio económico obtenido o su rentabilidad, de forma que un proyecto será más atractivo cuanto menor sea su plazo de recuperación. Para calcular el plazo de recuperación basta con ir sumando los flujos netos de cajas de los diferentes años hasta que igualen la inversión inicial. Este método supone que el flujo de caja de un determinado año se obtiene paulatinamente a lo largo de dicho año [71].

El último criterio es el **coste nivelado de energía, LCOE**, por sus siglas en inglés, *Levelized Cost Of Energy*. Da una idea de cómo de costoso es la producción de energía a partir de una determinada fuente, razón por la cual suele usarse para comparar económicamente distintas tecnologías entre sí (**Figura 8.5**). Su cálculo es simple [72]:

$$LCOE = \frac{\text{Coste total del ciclo de vida del sistema}}{\text{Producción total del ciclo de vida del sistema}} \left[\frac{u.m}{MWh} \right]$$

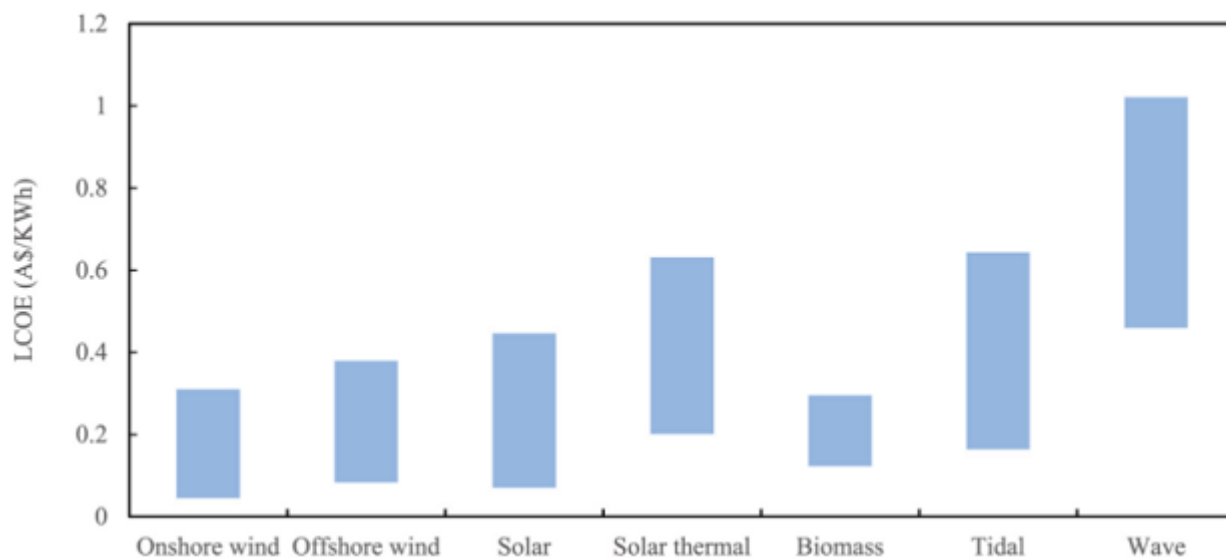


Figura 8.5. Gráficos del *LCOE* para distintas energías renovables [72]

Una vez definidos cada uno de los criterios que se emplearán, ya pueden ser calculados considerando los flujos de caja actualizados según el precio de venta de la energía mínimo (**Tabla 8.7**):

Tabla 8.7 Criterios de rentabilidad para los dos esquemas de planta considerados

	Esquema 1	Esquema 2
VAN (€)	6.350.583	5.958.644
TIR (%)	6,32	6,32
Payback (años)	23	23
LCOE (€/MWh)	153,62	141,84

Se observa que ambos proyectos son muy similares al poseer los mismos valores para la TIR y el *Payback* como resultado de que el precio de venta de la energía se ha obtenido de la misma forma. Mientras que respecto al VAN y al *LCOE*, no resulta extraño que el esquema 1 posea un mayor valor en ambos debido a su mayor inversión inicial, siendo para los dos esquemas el *LCOE* muy superior a los valores reflejados en la **Figura 8.5** para cada tecnología de manera independiente. Este hecho puede resultar llamativo, pero hay que tener en cuenta que existen estudios que cifran en más del doble el *LCOE* de una planta híbrida solar – biomasa en comparación con una planta termosolar, e incluso se puede considerar un valor medio del *LCOE* para este tipo de plantas híbridas de 170 €/MWh [73].

Puede concluirse finalmente que para un determinado valor del precio de venta de la energía resulta más atractivo el proyecto de planta del esquema 2 por su menor inversión inicial y mayores ingresos obtenidos.

9. Conclusiones

Las conclusiones que se mostrarán a continuación se han realizado en base a los aspectos incluidos en el alcance del proyecto (**apartado 1.3**), introduciéndose según el orden llevado a cabo en el estudio:

- El estudio de las distintas alternativas existentes para el aprovechamiento energético de la biomasa y la irradiación solar mostró que las opciones más adecuadas eran la combustión mediante caldera de parrilla y la tecnología de concentración cilíndrico parabólica.
- El emplazamiento elegido para la planta fue Los Palacios y Villafranca debido a que posee unas condiciones solares adecuadas y es la ubicación con mayor energía disponible en forma de residuos agrícolas. Habiéndose decidido emplear este tipo de biomasa debido a que presentan unas propiedades como combustible apropiadas y un elevado ratio energético.
- Concretamente, la biomasa empleada consistió en una mezcla de residuos de algodón, arroz y girasol. Se eligieron estos por ser los principales cultivos existentes en la zona considerada y requerir de un pretratamiento similar.
- El modelo de captador solar elegido fue el Eurotrough-100 con el tubo absorbedor PTR-70 de Schott, orientados según la dirección norte – sur y usando Therminol VP-1 como fluido de trabajo.
- Con el fin de que la turbina trabaje siempre a carga nominal con independencia de las condiciones solares, se propusieron dos esquemas de planta complementarios entre sí: uno con la caldera de biomasa integrada en el circuito del *HTF* en paralelo al campo solar, y otro con la caldera incluida en el circuito agua-vapor en paralelo y en serie al generador de vapor solar. Se ha creado un modelo *EES* “pseudo-estacionario” para cada hora de operación de la planta, lo que permite reproducir su funcionamiento mediante simulaciones de días característicos del año. Previamente a dichas simulaciones se optimizaron termodinámicamente los dos esquemas, y se mostraron las condiciones de operación de la caldera y del generador de vapor solar mediante el trazado de sus diagramas Q-T, resultando en una potencia eléctrica neta máxima para los esquemas 1 y 2 de unos 17,4 y 18,0 MW, respectivamente.
- El análisis económico de los esquemas 1 y 2 dio como resultado un precio de venta mínimo de 121,34 y 111,98 €/MWh, respectivamente, extrayéndose la siguiente conclusión final sobre el proyecto realizado: para los precios actuales de venta de la energía, no son rentables este tipo de plantas. No obstante, si en el futuro se bonificase de alguna forma el hecho de que este tipo de plantas no emite CO₂⁵, entonces sí podrían resultar rentables [39].

⁵ Resulta obvio que la combustión de la biomasa sí produce CO₂ al estar formada por carbono, pero dicho carbono fue captado de la atmósfera a través de la fotosíntesis durante el periodo de crecimiento de las propias plantas (o de los animales que las consumen, en caso de tratarse de biomasa de origen animal), por lo que el balance neto de carbono es cero [5].

ANEXOS

Anexo I: Cálculo del nº de captadores por lazo para el VP-1 como HTF

"Cálculo de la potencia térmica que suministra cada captador al HTF en el PTO de diseño (21 de junio a las 12:00 Hora Solar)"

$Q_{dot_colect} = (A_c \cdot DNI \cdot \eta_{opt_pico} \cdot K \cdot F_e - \xi \cdot L_{colect}) / 10^3$ "<--- Expresión del flujo de calor útil aportado por el captador al fluido (se divide entre 10^3 para pasarlo a kW)"

$A_c = 546,5$

$DNI = 850$

$\eta_{opt_pico} = 0,77$

$K = \cos(\theta_i) - 2,859621 \cdot 10^{(-5)} \cdot \theta_i^2 - 5,25097 \cdot 10^{(-4)} \cdot \theta_i$ "<--- Expresión del modificador del ángulo de incidencia para el modelo Eurotrough"

$\theta_i = 13,7$

$F_e = 0,95$

$\xi = 0,00154 \cdot \Delta T^2 + 0,2021 \cdot \Delta T - 24,899 + ((0,00036 \cdot \Delta T^2 + 0,2029 \cdot \Delta T + 24,899) \cdot DNI / 900 \cdot \cos(\theta_i))$ "<--- Expresión de las pérdidas térmicas del tubo receptor (PTR70 de Schott) por unidad de longitud del captador (W/m)"

$\Delta T = T_{m_HTF} - T_{amb}$ "<--- Diferencia entre la temperatura media del HTF en el campo solar y la ambiental"

$T_{m_HTF} = (T_{ent_HTF} + T_{sal_HTF}) / 2$

$T_{ent_HTF} = 293$

$T_{sal_HTF} = 393$

$T_{amb} = 24$

$L_{colect} = 99$

"Cálculo del número de captadores mínimo"

$Q_{dot_colect} = m_{dot_HTF_min} \cdot \Delta h_{max_colect}$

$m_{dot_HTF_min} = V_{min} \cdot A_{tubo} \cdot \rho$

$Re_{min} = (V_{min} \cdot \rho \cdot D_{int_tubo}) / \mu$

$Re_{min} = 4 \cdot 10^5$

$\rho = \text{Density}(\text{Therminol_VP1}; T = T_{m_HTF})$

$\mu = \text{Viscosity}(\text{Therminol_VP1}; T = T_{m_HTF})$

$D_{int_tubo} = 0,065$

$A_{tubo} = \pi \cdot D_{int_tubo}^2 / 4$

$n_{colect_min} = \Delta h_{total} / \Delta h_{max_colect}$

$\Delta h_{\text{total}} = h_{\text{sal_HTF}} - h_{\text{ent_HTF}}$

$h_{\text{ent_HTF}} = \text{Enthalpy}(\text{Therminol_VP1}; T=T_{\text{ent_HTF}}; P=P_{\text{HTF}})$

$h_{\text{sal_HTF}} = \text{Enthalpy}(\text{Therminol_VP1}; T=T_{\text{sal_HTF}}; P=P_{\text{HTF}})$

$P_{\text{HTF}} = 11$ "<--- Presión ligeramente superior a la presión de vapor del HTF (bar)"

"Cálculo del flujo másico"

$n_{\text{colect}} = 6$

$n_{\text{colect}} = \Delta h_{\text{total}} / \Delta h_{\text{colect}}$

$\dot{m}_{\text{HTF}} = \dot{m}_{\text{HTF_min}} * n_{\text{colect}} / n_{\text{colect_min}}$

"Comprobación del número de Reynolds"

$\dot{m}_{\text{HTF}} = V * A_{\text{tubo}} * \rho$

$Re = (V * \rho * D_{\text{int_tubo}}) / \mu$

"Cálculo de la potencia térmica que suministra un lazo al HTF en el PTO de diseño"

$\dot{Q}_{\text{lazo}} = n_{\text{colect}} * \dot{Q}_{\text{colect}}$

Anexo II: Estimación de la Potencia (Esquema 1)

"Día Solar Medio"

$$Q_{\text{dot_comb_hora_0}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$m_{\text{dot_comb_hora_0}} = m_{\text{dot_comb_max}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_5}} + Q_{\text{dot_sol_hora_5}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_5}} = \eta_{\text{cald}} * m_{\text{dot_comb_hora_5}} * \text{PCI}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_5}} = n_{\text{lazos}} * Q_{\text{dot_lazo_hora_5}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_5}} = 136,36$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_6}} + Q_{\text{dot_sol_hora_6}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_6}} = \eta_{\text{cald}} * m_{\text{dot_comb_hora_6}} * \text{PCI}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_6}} = n_{\text{lazos}} * Q_{\text{dot_lazo_hora_6}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_6}} = 364,65$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_7}} + Q_{\text{dot_sol_hora_7}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_7}} = \eta_{\text{cald}} * m_{\text{dot_comb_hora_7}} * \text{PCI}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_7}} = n_{\text{lazos}} * Q_{\text{dot_lazo_hora_7}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_7}} = 567,27$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_8}} + Q_{\text{dot_sol_hora_8}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_8}} = \eta_{\text{cald}} * m_{\text{dot_comb_hora_8}} * \text{PCI}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_8}} = n_{\text{lazos}} * Q_{\text{dot_lazo_hora_8}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_8}} = 727,71$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_9}} + Q_{\text{dot_sol_hora_9}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_9}} = \eta_{\text{cald}} * m_{\text{dot_comb_hora_9}} * \text{PCI}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_9}} = n_{\text{lazos}} * Q_{\text{dot_lazo_hora_9}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_9}} = 820,82$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_10}} + Q_{\text{dot_sol_hora_10}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_10}} = \eta_{\text{cald}} * m_{\text{dot_comb_hora_10}} * \text{PCI}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_10}} = n_{\text{lazos}} * Q_{\text{dot_lazo_hora_10}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_10}}=858,21$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_11}}+Q_{\text{dot_sol_hora_11}}=Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_11}}=\eta_{\text{cald}}*m_{\text{dot_comb_hora_11}}*PCI$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_11}}=n_{\text{lazos}}*Q_{\text{dot_lazo_hora_11}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_11}}=861,38$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_12}}+Q_{\text{dot_sol_hora_12}}=Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_12}}=\eta_{\text{cald}}*m_{\text{dot_comb_hora_12}}*PCI$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_12}}=n_{\text{lazos}}*Q_{\text{dot_lazo_hora_12}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_12}}=857,98$$

"Consumo de biomasa"

$$m_{\text{comb_dia}}=3600*(9*m_{\text{dot_comb_hora_0}}+2*(m_{\text{dot_comb_hora_5}}+m_{\text{dot_comb_hora_6}}+m_{\text{dot_comb_hora_7}}+m_{\text{dot_comb_hora_8}}+m_{\text{dot_comb_hora_9}}+m_{\text{dot_comb_hora_10}}+m_{\text{dot_comb_hora_11}})+m_{\text{dot_comb_hora_12}})$$

$$m_{\text{comb_dia}}=m_{\text{comb_dia_med}}$$

$$m_{\text{comb_dia_med}}=m_{\text{comb}}/n_{\text{dias}}$$

$$m_{\text{comb}}=100407*10^3$$

$$n_{\text{dias}}=365-31$$

"Punto de diseño solar"

$$Q_{\text{dot_ent}}=Q_{\text{dot_sol_max}}+Q_{\text{dot_comb_min}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_max}}=n_{\text{lazos}}*Q_{\text{dot_lazo_max}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_max}}=1768,75$$

$$Q_{\text{dot_comb_min}}=f_{\text{c_min}}*Q_{\text{dot_comb_max}} \quad "<--- 0,3 = 30\% \text{ carga de caldera (carga mínima)}"$$

$$f_{\text{c_min}}=0,3$$

$$Q_{\text{dot_comb_min}}=\eta_{\text{cald}}*m_{\text{dot_comb_min}}*PCI$$

$$Q_{\text{dot_comb_max}}=\eta_{\text{cald}}*m_{\text{dot_comb_max}}*PCI$$

$$Q_{\text{dot_comb_max}}=Q_{\text{dot_ent}} \quad "<--- \text{ Debe cumplirse para que en aquellas horas sin radiación solar se mantenga la producción de trabajo}"$$

"Datos adicionales"

$$PCI=11803,4$$

$$\eta_{\text{cald}}=0,88 \quad "<--- \text{ Valor inicialmente supuesto}"$$

$$\eta_{\text{t}}=0,385 \quad "<--- \text{ Valor inicialmente supuesto}"$$

$$Q_{\text{dot_ent}} = W_{\text{dot_rankine}} / \eta_t$$

"Cálculo de los porcentajes de aportación energética de origen solar y de biomasa"

$$F_{\text{sol_dia}} = (Q_{\text{sol_dia}} / Q_{\text{ent_dia}}) * 100$$

$$F_{\text{biomasa_dia}} = (Q_{\text{comb_dia}} / Q_{\text{ent_dia}}) * 100$$

$$Q_{\text{sol_dia}} = 3600 * n_{\text{lazos}} * (Q_{\text{dot_lazo_hora_12}} + 2 * (Q_{\text{dot_lazo_hora_5}} + Q_{\text{dot_lazo_hora_6}} + Q_{\text{dot_lazo_hora_7}} + Q_{\text{dot_lazo_hora_8}} + Q_{\text{dot_lazo_hora_9}} + Q_{\text{dot_lazo_hora_10}} + Q_{\text{dot_lazo_hora_11}}))$$

$$Q_{\text{comb_dia}} = m_{\text{comb_dia}} * PCI * \eta_{\text{cald}}$$

$$Q_{\text{ent_dia}} = Q_{\text{comb_dia}} + Q_{\text{sol_dia}}$$

Anexo III: Ciclo de Potencia (Esquema 1)

{W_dot_rankine=17548}

"<--- Potencia de Rankine del Esquema 1 definitivo"

P[4]=106,6

"<--- Presión óptima"

"Economizador"

P_40=11

P[2]=P[1]

P_41=P_40

h[1]=ENTHALPY(STEAM;T=T[1];P=P[1])

h_40=ENTHALPY(Therminol_VP1; T=T_40; P=P_40)

"Evaporador"

P[3]=P[2]

P_42=P_41

x[2]=0

x[3]=1

T_41-T[3]=Pin_P

T[3]=T_sat(Steam;P=P[3])

T[2]=T[3]

Pin_P=7

h[3]=ENTHALPY(STEAM;x=x[3];P=P[3])

h[2]=ENTHALPY(STEAM;x=x[2];P=P[2])

h_42=ENTHALPY(Therminol_VP1; T=T_42; P=P_42)

h_41=ENTHALPY(Therminol_VP1; T=T_41; P=P_41)

"Sobrecalentador"

T[4]=380

T_43=393

P[4]=P[3]

P_43=P_42

h[4]=ENTHALPY(STEAM;T=T[4];P=P[4])

h_43=ENTHALPY(Therminol_VP1; T=T_43; P=P_43)

"Turbina de alta presión"

eta_turb=0,85

w_turb_AP=h[4]-h[5]

eta_turb=(h[4]-h[5])/(h[4]-h_5s)

x[5]=1 "---- Se impone la condición de vapor saturado a la salida de la turbina de alta presión con el fin de maximizar el rendimiento térmico"

h[5]=Enthalpy(Steam;x=x[5];P=P[5])

s[4]=ENTROPY(STEAM;T=T[4];P=P[4])

s_5s=s[4]

h_5s=ENTHALPY(STEAM;s=s_5s;P=P[5])

"Recalentamiento"

P[6]=P[5]

T[6]=T[4]

h[6]=ENTHALPY(STEAM;T=T[6];P=P[6])

"Turbina de baja presión"

P[9]=0,06

w_turb_BP=(1-y_1)*(h[6]-h[7])+(1-y_1-y_2)*(h[7]-h[8])+(1-y_1-y_2-y_3)*(h[8]-h[9])

eta_turb=(h[6]-h[7])/(h[6]-h_7s)

eta_turb=(h[6]-h[8])/(h[6]-h_8s)

eta_turb=(h[6]-h[9])/(h[6]-h_9s)

h[6]-h[7]=h[7]-h[8] "---- Saltos isoentálpicos para el cálculo de las presiones de extracción óptimas"

h[7]-h[8]=h[8]-h[9]

s[6]=ENTROPY(STEAM;T=T[6];P=P[6])

s_7s=s[6]

s_8s=s[6]

s_9s=s[6]

h_9s=ENTHALPY(STEAM;s=s_9s;P=P[9])

P[7]=PRESSURE(STEAM;h=h_7s;s=s_7s)

P[8]=PRESSURE(STEAM;h=h_8s;s=s_8s)

x[9]=QUALITY(STEAM;P=P[9];h=h[9]) "---- Cálculo del título de vapor a la salida de la turbina de baja presión para asegurar que no es inferior al límite establecido del 88 %"

"Condensador"

$$P[10]=P[9]$$

$$x[10]=0$$

$$h[10]=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM};x=x[10];P=P[10])$$

"Bomba de condensado"

$$P[11]=P[7]$$

$$\eta_{\text{bomb}}=0,75$$

$$v[10]=\text{VOLUME}(\text{STEAM};x=x[10];P=P[10])$$

$$w_{\text{bomb_cond}}=(1-y_1-y_2)*100*(P[11]-P[10])*v[10]/\eta_{\text{bomb}}$$

$$w_{\text{bomb_cond}}=(1-y_1-y_2)*(h[11]-h[10])$$

"Precalentador de baja presión con válvula hacia el condensador"

$$\text{TTD}=T_{\text{sat_8}}-T[12]$$

$$\text{TTD}=1,5$$

$$\text{DCA}=T[13]-T[11]$$

$$\text{DCA}=5,5$$

$$P[12]=P[11]$$

$$P[8]=P[13]$$

$$T_{\text{SAT_8}}=T_{\text{SAT}}(\text{STEAM};P=P[8])$$

$$h[12]=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM};T=T[12];P=P[12])$$

$$T[11]=\text{TEMPERATURE}(\text{STEAM};P=P[11];h=h[11])$$

$$h[13]=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM};T=T[13];P=P[13])$$

"Desgasificador"

$$P[14]=P[12]$$

$$x[14]=0$$

$$h[14]=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM};x=x[14];P=P[14])$$

"Bomba de alimentación"

$$v[14]=\text{VOLUME}(\text{STEAM};x=x[14];P=P[14])$$

$$w_{\text{bomb_alim}}=v[14]*(P[15]-P[14])*100/\eta_{\text{bomb}}$$

$$w_{\text{bomb_alim}}=h[15]-h[14]$$

"Precalentador de alta presión con válvula hacia el desgasificador"

$$P[15]=P[1]$$

$$P[16]=P[5]$$

$$TTD=T_sat_5-T[1]$$

$$T_SAT_5=T_SAT(STEAM;P=P[5])$$

$$DCA=T[16]-T[15]$$

$$T[15]=TEMPERATURE(STEAM;P=P[15];h=h[15])$$

$$h[16]=ENTHALPY(STEAM;T=T[16];P=P[16])$$

"Balances de energía en los precalentadores y el desgasificador"

$$(1-y_1-y_2)*h[11]+y_3*h[8]=(1-y_1-y_2)*h[12]+y_3*h[13] \quad \text{"<--- Precalentador de baja presión"}$$

$$(1-y_1-y_2)*h[12]+y_2*h[7]+y_1*h[16]=h[14] \quad \text{"<--- Desgasificador"}$$

$$y_1*(h[5]-h[16])=h[1]-h[15] \quad \text{"Precalentador de alta presión"}$$

"Balance de energía en el tren de generación de vapor solar"

$$m_HTF_GDV*(h_43-h_42)=(h[4]-h[3]) \quad \text{"<--- Sobrecalentador, donde m_HTF_GDV representa la masa de HTF en el generador de vapor solar por unidad de masa total de agua"}$$

$$m_HTF_GDV*(h_42-h_41)=(h[3]-h[2]) \quad \text{"<--- Evaporador"}$$

$$m_HTF_GDV*(h_41-h_40)=(h[2]-h[1]) \quad \text{"<--- Economizador"}$$

$$m_HTF_recal*(h_43-h_40)=(1-y_1)*(h[6]-h[5]) \quad \text{"<--- Recalentador, donde m_HTF_recal representa la masa de HTF en el recalentador por unidad de masa total de agua"}$$

"Cálculo del rendimiento del ciclo agua-vapor y de la potencia mecánica producida"

$$\eta_{t}=w_{rankine}/q_{ent}$$

$$w_{rankine}=(w_{turb_AP}+w_{turb_BP})-(w_{bomb_cond}+w_{bomb_alim})$$

$$q_{ent}=(h[4]-h[1])+(1-y_1)*(h[6]-h[5])$$

$$q_{sal}=(1-y_1-y_2-y_3)*h[9]+y_3*h[13]-(1-y_1-y_2)*h[10]$$

"Quitar los comentarios a las ecuaciones siguientes una vez se establezca el valor de la potencia de Rankine definitiva. Estas ecuaciones no son necesarias para la optimización del ciclo (apartado 7.3.2)"

$$\dot{W}_{rankine}=w_{rankine}*m_{dot_agua}$$

$$\dot{W}_{turb_AP}=w_{turb_AP}*m_{dot_agua}$$

$$\dot{W}_{turb_BP}=w_{turb_BP}*m_{dot_agua}$$

$$\dot{W}_{turb_bruta}=\dot{W}_{turb_AP}+\dot{W}_{turb_BP}$$

$$\dot{W}_{bomb_alim}=w_{bomb_alim}*m_{dot_agua}$$

$$\dot{W}_{bomb_cond}=w_{bomb_cond}*m_{dot_agua}$$

$$\dot{Q}_{ent}=q_{ent}*m_{dot_agua}$$

$$Q_{\text{dot_sal}}=q_{\text{sal}}*m_{\text{dot_agua}}$$

$$m_{\text{dot_HTF}}=(m_{\text{HTF_GDV}}+m_{\text{HTF_recal}})*m_{\text{dot_agua}}$$

$$Q_{\text{dot_sob}}=m_{\text{dot_agua}}*(h[4]-h[3])$$

$$Q_{\text{dot_eva}}=m_{\text{dot_agua}}*(h[3]-h[2])$$

$$Q_{\text{dot_eco}}=m_{\text{dot_agua}}*(h[2]-h[1])$$

$$Q_{\text{dot_recal}}=(1-y_1)*m_{\text{dot_agua}}*(h[6]-h[5])$$

$$Q_{\text{dot_conden_PAP}}=y_1*m_{\text{dot_agua}}*(h[5]-h_{\text{agua_sat_5}})$$

$$h_{\text{agua_sat_5}}=\text{Enthalpy}(\text{Steam};P=P[5];x=0)$$

$$Q_{\text{dot_subenf_PAP}}=y_1*m_{\text{dot_agua}}*(h_{\text{agua_sat_5}}-h[16])$$

$$Q_{\text{dot_PAP}}=y_1*m_{\text{dot_agua}}*(h[5]-h[16])$$

$$Q_{\text{dot_subenf_PAP}}=m_{\text{dot_agua}}*(h_{15_2}-h[15])$$

$$T_{15_2}=\text{Temperature}(\text{Steam};P=P_{15_2};h=h_{15_2})$$

$$P_{15_2}=P[15]$$

$$Q_{\text{dot_conden_PBP}}=y_3*m_{\text{dot_agua}}*(h[8]-h_{\text{agua_sat_8}})$$

$$h_{\text{agua_sat_8}}=\text{Enthalpy}(\text{Steam};P=P[8];x=0)$$

$$Q_{\text{dot_subenf_PBP}}=y_3*m_{\text{dot_agua}}*(h_{\text{agua_sat_8}}-h[13])$$

$$Q_{\text{dot_PBP}}=y_3*m_{\text{dot_agua}}*(h[8]-h[13])$$

$$Q_{\text{dot_subenf_PBP}}=(1-y_1-y_2)*m_{\text{dot_agua}}*(h_{11_2}-h[11])$$

$$T_{11_2}=\text{Temperature}(\text{Steam};P=P_{11_2};h=h_{11_2})$$

$$P_{11_2}=P[11]\}$$

"Cálculo de los valores de entropía y temperatura restantes para trazar el diagrama T-s"

$$s[1]=\text{ENTROPY}(\text{STEAM};P=P[1];h=h[1])$$

$$s[2]=\text{ENTROPY}(\text{STEAM};P=P[2];h=h[2])$$

$$s[3]=\text{ENTROPY}(\text{STEAM};P=P[3];h=h[3])$$

$$s[5]=\text{ENTROPY}(\text{STEAM};P=P[5];h=h[5])$$

$$s[7]=\text{ENTROPY}(\text{STEAM};P=P[7];h=h[7])$$

$$s[8]=\text{ENTROPY}(\text{STEAM};P=P[8];h=h[8])$$

$$s[9]=\text{ENTROPY}(\text{STEAM};P=P[9];h=h[9])$$

```
s[10]=ENTROPY(STEAM;P=P[10];h=h[10])
s[11]=ENTROPY(STEAM;P=P[11];h=h[11])
s[12]=ENTROPY(STEAM;P=P[12];h=h[12])
s[13]=ENTROPY(STEAM;P=P[13];h=h[13])
s[14]=ENTROPY(STEAM;P=P[14];h=h[14])
s[15]=ENTROPY(STEAM;P=P[15];h=h[15])
s[16]=ENTROPY(STEAM;P=P[16];h=h[16])
T[5]=TEMPERATURE(STEAM;P=P[5];h=h[5])
T[7]=TEMPERATURE(STEAM;P=P[7];h=h[7])
T[8]=TEMPERATURE(STEAM;P=P[8];h=h[8])
T[9]=TEMPERATURE(STEAM;P=P[9];h=h[9])
T[10]=TEMPERATURE(STEAM;P=P[10];h=h[10])
T[14]=TEMPERATURE(STEAM;P=P[14];h=h[14])
x[8]=Quality(Steam;P=P[8];h=h[8])
```

Anexo IV: Caldera de Biomasa (Esquema 1)

{m_dot_comb=4,128} "<--- El flujo másico de combustible es la variable libre en el modelado de la caldera al depender de las condiciones solares. El valor de 4,128 kg/s es el máximo"

$$x=338,6$$

$$\text{delta_T_intercamb}=15$$

$$T_{34}=115$$

"Datos relativos al proceso de combustión"

$$\text{PCI}=11803,4$$

$$\text{eta_cald}=(m_dot_HTF*(h_{43}-h_{40}))/((m_dot_comb*PCI)$$

$$f_m_O2_aire=0,231$$

$$f_m_N2_aire=0,76$$

$$f_m_H2O_aire=0,009$$

$$f_m_CO2_humos=1760/(29,09*x+1308,12)$$

$$f_m_H2O_humos=(0,252*x+798,12)/(29,09*x+1308,12)$$

$$f_m_O2_humos=(6,72*x-1264)/(29,09*x+1308,12)$$

$$f_m_N2_humos=(22,12*x+14)/(29,09*x+1308,12)$$

$$F=44,97/x$$

$$F=m_dot_comb/m_dot_aire$$

$$m_dot_humos=m_dot_aire+m_dot_comb$$

"Balance de energía en el recuperador de calor"

$$T_{30}=18$$

$$m_dot_humos*(f_m_CO2_humos*(h_{CO2_33}-h_{CO2_34})+f_m_O2_humos*(h_{O2_33}-h_{O2_34})+f_m_N2_humos*(h_{N2_33}-h_{N2_34})+f_m_H2O_humos*(h_{H2O_33}-h_{H2O_34}))=m_dot_aire*(f_m_O2_aire*(h_{O2_31}-h_{O2_30})+f_m_N2_aire*(h_{N2_31}-h_{N2_30})+f_m_H2O_aire*(h_{H2O_31}-h_{H2O_30}))$$

$$Q_dot_recup=m_dot_aire*(f_m_O2_aire*(h_{O2_31}-h_{O2_30})+f_m_N2_aire*(h_{N2_31}-h_{N2_30})+f_m_H2O_aire*(h_{H2O_31}-h_{H2O_30}))$$

$$h_{O2_30}=\text{ENTHALPY}(O2;T=T_{30})$$

$$h_{N2_30}=\text{ENTHALPY}(N2;T=T_{30})$$

$$h_{H2O_30}=\text{ENTHALPY}(H2O;T=T_{30})$$

$$h_{O2_31}=\text{ENTHALPY}(O2;T=T_{31})$$

$$h_{N2_31}=\text{ENTHALPY}(N2;T=T_{31})$$

$$h_{H2O_31}=\text{ENTHALPY}(H2O;T=T_{31})$$

$h_{CO2_33}=ENTHALPY(CO2;T=T_33)$

$h_{O2_33}=ENTHALPY(O2;T=T_33)$

$h_{N2_33}=ENTHALPY(N2;T=T_33)$

$h_{H2O_33}=ENTHALPY(H2O;T=T_33)$

$h_{CO2_34}=ENTHALPY(CO2;T=T_34)$

$h_{O2_34}=ENTHALPY(O2;T=T_34)$

$h_{N2_34}=ENTHALPY(N2;T=T_34)$

$h_{H2O_34}=ENTHALPY(H2O;T=T_34)$

"Balance de energía en el hogar"

$T_{32}=1000$

$T_{43}=393$

$P_{43}=11$

$P_{44}=P_{43}$

$m_{dot_comb} \cdot PCI = m_{dot_humos} \cdot (f_{m_CO2_humos} \cdot (h_{CO2_32} - h_{CO2_T_25}) + f_{m_O2_humos} \cdot (h_{O2_32} - h_{O2_T_25}) + f_{m_N2_humos} \cdot (h_{N2_32} - h_{N2_T_25}) + f_{m_H2O_humos} \cdot (h_{H2O_32} - h_{H2O_T_25})) - m_{dot_aire} \cdot (f_{m_O2_aire} \cdot (h_{O2_31} - h_{O2_T_25}) + f_{m_N2_aire} \cdot (h_{N2_31} - h_{N2_T_25}) + f_{m_H2O_aire} \cdot (h_{H2O_31} - h_{H2O_T_25})) + m_{dot_HTF} \cdot (h_{43} - h_{44})$

$m_{dot_comb} \cdot PCI = m_{dot_humos} \cdot (f_{m_CO2_humos} \cdot (h_{CO2_adiab} - h_{CO2_T_25}) + f_{m_O2_humos} \cdot (h_{O2_adiab} - h_{O2_T_25}) + f_{m_N2_humos} \cdot (h_{N2_adiab} - h_{N2_T_25}) + f_{m_H2O_humos} \cdot (h_{H2O_adiab} - h_{H2O_T_25})) - m_{dot_aire} \cdot (f_{m_O2_aire} \cdot (h_{O2_31} - h_{O2_T_25}) + f_{m_N2_aire} \cdot (h_{N2_31} - h_{N2_T_25}) + f_{m_H2O_aire} \cdot (h_{H2O_31} - h_{H2O_T_25}))$

$Q_{dot_hogar} = m_{dot_HTF} \cdot (h_{43} - h_{44})$

$Q_{dot_nominal} = m_{dot_comb} \cdot PCI$

$h_{CO2_32}=ENTHALPY(CO2;T=T_32)$

$h_{O2_32}=ENTHALPY(O2;T=T_32)$

$h_{N2_32}=ENTHALPY(N2;T=T_32)$

$h_{H2O_32}=ENTHALPY(H2O;T=T_32)$

$h_{CO2_T_25}=ENTHALPY(CO2;T=25)$

$h_{O2_T_25}=ENTHALPY(O2;T=25)$

$h_{N2_T_25}=ENTHALPY(N2;T=25)$

$h_{H2O_T_25}=ENTHALPY(H2O;T=25)$

$h_{43}=ENTHALPY(Therminol_VP1; T=T_{43}; P=P_{43})$

$h_{44}=ENTHALPY(Therminol_VP1; T=T_{44}; P=P_{44})$

$h_{CO2_adiab} = ENTHALPY(CO2; T = T_adiab)$

$h_{O2_adiab} = ENTHALPY(O2; T = T_adiab)$

$h_{N2_adiab} = ENTHALPY(N2; T = T_adiab)$

$h_{H2O_adiab} = ENTHALPY(H2O; T = T_adiab)$

"Balance de energía en el IC HTF-humos"

$T_{40} = 304$

$P_{40} = P_{44}$

$m_dot_humos * (f_m_CO2_humos * (h_{CO2_32} - h_{CO2_33}) + f_m_O2_humos * (h_{O2_32} - h_{O2_33}) + f_m_N2_humos * (h_{N2_32} - h_{N2_33}) + f_m_H2O_humos * (h_{H2O_32} - h_{H2O_33})) = m_dot_HTF * (h_{44} - h_{40})$

$Q_dot_intercamb = m_dot_HTF * (h_{44} - h_{40})$

$h_{40} = ENTHALPY(Therminol_VP1; T = T_{40}; P = P_{40})$

"Comprobación de diferencias mínimas de temperaturas"

$\Delta T_{recup} = T_{33} - T_{31}$

$\Delta T_{intercamb} = T_{33} - T_{40}$

Anexo V: Actualización de la Potencia Real (Esquema 1)

"Datos"

PCI=11803,4

eta_cald=0,9258

"<--- Valor definitivo"

eta_t=0,389

"<--- Valor definitivo"

eta_bomb=0,75

W_dot_turb_bruta=17851

T_40=304

T_43=393

P_40=11

P_43=P_40

delta_P_lazos_max=15

C_lazos=delta_P_lazos_max/(m_dot_HTF_lazos_max/rho_HTF)^2

delta_P_cald_max=8

C_cald=delta_P_cald_max/(m_dot_HTF_cald_max/rho_HTF)^2

f_c_min=0,3

W_dot_rankine=Q_dot_ent*eta_t

Q_dot_ent=m_dot_HTF*(h_43-h_40)

W_dot_refrig=W_dot_turb_bruta*0,5/100

h_40=Enthalpy(Therminol_VP1; T=T_40; P=P_40)

h_43=Enthalpy(Therminol_VP1; T=T_43; P=P_43)

rho_HTF=Density(Therminol_VP1; T=T_40)

"Día solar medio"

Q_dot_comb_hora_0=Q_dot_ent

m_dot_comb_hora_0=m_dot_comb_max

W_dot_neta_hora_0=W_dot_rankine-W_dot_bomb_HTF_cald_max-W_dot_refrig

W_dot_bomb_HTF_cald_hora_0=W_dot_bomb_HTF_cald_max

m_dot_HTF_cald_hora_0=m_dot_HTF_cald_max

Q_dot_comb_hora_5+Q_dot_sol_hora_5=Q_dot_ent

Q_dot_comb_hora_5=eta_cald*m_dot_comb_hora_5*PCI

$$Q_{\text{dot_sol_hora_5}} = n_{\text{lazos}} * Q_{\text{dot_lazo_hora_5}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_5}} = 136,36$$

$$W_{\text{dot_neta_hora_5}} = W_{\text{dot_rankine}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_5}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_cald_hora_5}} - W_{\text{dot_refrig}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_5}} = (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_5}} / \rho_{\text{HTF}} * \Delta P_{\text{lazos_hora_5}} * 100) / \eta_{\text{bo mb}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_5}} = m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_5}} * (h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{lazos_hora_5}} = C_{\text{lazos}} * (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_5}} / \rho_{\text{HTF}})^2$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_cald_hora_5}} = (m_{\text{dot_HTF_cald_hora_5}} / \rho_{\text{HTF}} * \Delta P_{\text{cald_hora_5}} * 100) / \eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_5}} = m_{\text{dot_HTF_cald_hora_5}} * (h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{cald_hora_5}} = C_{\text{cald}} * (m_{\text{dot_HTF_cald_hora_5}} / \rho_{\text{HTF}})^2$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_6}} + Q_{\text{dot_sol_hora_6}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_6}} = \eta_{\text{cald}} * m_{\text{dot_comb_hora_6}} * \text{PCI}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_6}} = n_{\text{lazos}} * Q_{\text{dot_lazo_hora_6}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_6}} = 364,65$$

$$W_{\text{dot_neta_hora_6}} = W_{\text{dot_rankine}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_6}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_cald_hora_6}} - W_{\text{dot_refrig}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_6}} = (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_6}} / \rho_{\text{HTF}} * \Delta P_{\text{lazos_hora_6}} * 100) / \eta_{\text{bo mb}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_6}} = m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_6}} * (h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{lazos_hora_6}} = C_{\text{lazos}} * (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_6}} / \rho_{\text{HTF}})^2$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_cald_hora_6}} = (m_{\text{dot_HTF_cald_hora_6}} / \rho_{\text{HTF}} * \Delta P_{\text{cald_hora_6}} * 100) / \eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_6}} = m_{\text{dot_HTF_cald_hora_6}} * (h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{cald_hora_6}} = C_{\text{cald}} * (m_{\text{dot_HTF_cald_hora_6}} / \rho_{\text{HTF}})^2$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_7}} + Q_{\text{dot_sol_hora_7}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_7}} = \eta_{\text{cald}} * m_{\text{dot_comb_hora_7}} * \text{PCI}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_7}} = n_{\text{lazos}} * Q_{\text{dot_lazo_hora_7}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_7}} = 567,27$$

$$W_{\text{dot_neta_hora_7}} = W_{\text{dot_rankine}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_7}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_cald_hora_7}} - W_{\text{dot_refrig}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_7}} = (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_7}} / \rho_{\text{HTF}} * \Delta P_{\text{lazos_hora_7}} * 100) / \eta_{\text{bo mb}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_7}} = m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_7}}(h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{lazos_hora_7}} = C_{\text{lazos}}(m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_7}}/\rho_{\text{HTF}})^2$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_cald_hora_7}} = (m_{\text{dot_HTF_cald_hora_7}}/\rho_{\text{HTF}} \Delta P_{\text{cald_hora_7}} 100) / \eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_7}} = m_{\text{dot_HTF_cald_hora_7}}(h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{cald_hora_7}} = C_{\text{cald}}(m_{\text{dot_HTF_cald_hora_7}}/\rho_{\text{HTF}})^2$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_8}} + Q_{\text{dot_sol_hora_8}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_8}} = \eta_{\text{cald}} m_{\text{dot_comb_hora_8}} \text{PCI}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_8}} = n_{\text{lazos}} Q_{\text{dot_lazo_hora_8}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_8}} = 727,71$$

$$W_{\text{dot_neta_hora_8}} = W_{\text{dot_rankine}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_8}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_cald_hora_8}} - W_{\text{dot_refrig}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_8}} = (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_8}}/\rho_{\text{HTF}} \Delta P_{\text{lazos_hora_8}} 100) / \eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_8}} = m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_8}}(h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{lazos_hora_8}} = C_{\text{lazos}}(m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_8}}/\rho_{\text{HTF}})^2$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_cald_hora_8}} = (m_{\text{dot_HTF_cald_hora_8}}/\rho_{\text{HTF}} \Delta P_{\text{cald_hora_8}} 100) / \eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_8}} = m_{\text{dot_HTF_cald_hora_8}}(h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{cald_hora_8}} = C_{\text{cald}}(m_{\text{dot_HTF_cald_hora_8}}/\rho_{\text{HTF}})^2$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_9}} + Q_{\text{dot_sol_hora_9}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_9}} = \eta_{\text{cald}} m_{\text{dot_comb_hora_9}} \text{PCI}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_9}} = n_{\text{lazos}} Q_{\text{dot_lazo_hora_9}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_9}} = 820,82$$

$$W_{\text{dot_neta_hora_9}} = W_{\text{dot_rankine}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_9}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_cald_hora_9}} - W_{\text{dot_refrig}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_9}} = (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_9}}/\rho_{\text{HTF}} \Delta P_{\text{lazos_hora_9}} 100) / \eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_9}} = m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_9}}(h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{lazos_hora_9}} = C_{\text{lazos}}(m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_9}}/\rho_{\text{HTF}})^2$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_cald_hora_9}} = (m_{\text{dot_HTF_cald_hora_9}}/\rho_{\text{HTF}} \Delta P_{\text{cald_hora_9}} 100) / \eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_9}} = m_{\text{dot_HTF_cald_hora_9}}(h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{cald_hora_9}} = C_{\text{cald}}(m_{\text{dot_HTF_cald_hora_9}}/\rho_{\text{HTF}})^2$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_10}} + Q_{\text{dot_sol_hora_10}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_10}} = \eta_{\text{cald}} \cdot m_{\text{dot_comb_hora_10}} \cdot \text{PCI}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_10}} = n_{\text{lazos}} \cdot Q_{\text{dot_lazo_hora_10}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_10}} = 858,21$$

$$W_{\text{dot_neta_hora_10}} = W_{\text{dot_rankine}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_10}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_cald_hora_10}} - W_{\text{dot_refrig}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_10}} = (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_10}} / \rho_{\text{HTF}} \cdot \Delta P_{\text{lazos_hora_10}} \cdot 100) / \eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_10}} = m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_10}} \cdot (h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{lazos_hora_10}} = C_{\text{lazos}} \cdot (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_10}} / \rho_{\text{HTF}})^2$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_cald_hora_10}} = (m_{\text{dot_HTF_cald_hora_10}} / \rho_{\text{HTF}} \cdot \Delta P_{\text{cald_hora_10}} \cdot 100) / \eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_10}} = m_{\text{dot_HTF_cald_hora_10}} \cdot (h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{cald_hora_10}} = C_{\text{cald}} \cdot (m_{\text{dot_HTF_cald_hora_10}} / \rho_{\text{HTF}})^2$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_11}} + Q_{\text{dot_sol_hora_11}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_11}} = \eta_{\text{cald}} \cdot m_{\text{dot_comb_hora_11}} \cdot \text{PCI}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_11}} = n_{\text{lazos}} \cdot Q_{\text{dot_lazo_hora_11}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_11}} = 861,38$$

$$W_{\text{dot_neta_hora_11}} = W_{\text{dot_rankine}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_11}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_cald_hora_11}} - W_{\text{dot_refrig}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_11}} = (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_11}} / \rho_{\text{HTF}} \cdot \Delta P_{\text{lazos_hora_11}} \cdot 100) / \eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_11}} = m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_11}} \cdot (h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{lazos_hora_11}} = C_{\text{lazos}} \cdot (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_11}} / \rho_{\text{HTF}})^2$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_cald_hora_11}} = (m_{\text{dot_HTF_cald_hora_11}} / \rho_{\text{HTF}} \cdot \Delta P_{\text{cald_hora_11}} \cdot 100) / \eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_11}} = m_{\text{dot_HTF_cald_hora_11}} \cdot (h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{cald_hora_11}} = C_{\text{cald}} \cdot (m_{\text{dot_HTF_cald_hora_11}} / \rho_{\text{HTF}})^2$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_12}} + Q_{\text{dot_sol_hora_12}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_12}} = \eta_{\text{cald}} \cdot m_{\text{dot_comb_hora_12}} \cdot \text{PCI}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_12}} = n_{\text{lazos}} \cdot Q_{\text{dot_lazo_hora_12}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_12}}=857,98$$

$$W_{\text{dot_neta_hora_12}}=W_{\text{dot_rankine}}-W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_12}}-W_{\text{dot_bomb_HTF_cald_hora_12}}-W_{\text{dot_refrig}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_12}}=(m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_12}}/\rho_{\text{HTF}}*\Delta P_{\text{lazos_hora_12}}*100)/\eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_12}}=m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_12}}*(h_{43}-h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{lazos_hora_12}}=C_{\text{lazos}}*(m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_12}}/\rho_{\text{HTF}})^2$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_cald_hora_12}}=(m_{\text{dot_HTF_cald_hora_12}}/\rho_{\text{HTF}}*\Delta P_{\text{cald_hora_12}}*100)/\eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_12}}=m_{\text{dot_HTF_cald_hora_12}}*(h_{43}-h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{cald_hora_12}}=C_{\text{cald}}*(m_{\text{dot_HTF_cald_hora_12}}/\rho_{\text{HTF}})^2$$

"Consumo de biomasa"

$$m_{\text{comb_dia}}=3600*(9*m_{\text{dot_comb_hora_0}}+2*(m_{\text{dot_comb_hora_5}}+m_{\text{dot_comb_hora_6}}+m_{\text{dot_comb_hora_7}}+m_{\text{dot_comb_hora_8}}+m_{\text{dot_comb_hora_9}}+m_{\text{dot_comb_hora_10}}+m_{\text{dot_comb_hora_11}})+m_{\text{dot_comb_hora_12}})$$

$$m_{\text{comb_dia}}=m_{\text{comb_dia_med}}$$

$$m_{\text{comb_dia_med}}=m_{\text{comb}}/n_{\text{dias}}$$

$$m_{\text{comb}}=100407*10^3$$

$$n_{\text{dias}}=365-31$$

"Punto de diseño caldera de biomasa"

$$Q_{\text{dot_comb_max}}=\eta_{\text{cald}}*m_{\text{dot_comb_max}}*PCI$$

$$Q_{\text{dot_comb_max}}=Q_{\text{dot_ent}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_cald_max}}=(m_{\text{dot_HTF_cald_max}}/\rho_{\text{HTF}}*\Delta P_{\text{cald_max}}*100)/\eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_max}}=m_{\text{dot_HTF_cald_max}}*(h_{43}-h_{40})$$

"Punto de diseño solar"

$$Q_{\text{dot_ent}}=Q_{\text{dot_sol_max}}+Q_{\text{dot_comb_min}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_min}}=\eta_{\text{cald}}*m_{\text{dot_comb_min}}*PCI$$

$$Q_{\text{dot_comb_min}}=f_{\text{c_min}}*Q_{\text{dot_comb_max}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_max}}=n_{\text{lazos}}*Q_{\text{dot_lazo_max}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_max}}=1768,75$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_max}}=(m_{\text{dot_HTF_lazos_max}}/\rho_{\text{HTF}}*\Delta P_{\text{lazos_max}}*100)/\eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_max}}=m_{\text{dot_HTF_lazos_max}}*(h_{43}-h_{40})$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_cald_min}}=(m_{\text{dot_HTF_cald_min}}/\rho_{\text{HTF}}*\Delta P_{\text{cald_min}}*100)/\eta_{\text{bomb}}$$

$$\Delta P_{\text{cald_min}} = C_{\text{cald}} \cdot (\dot{m}_{\text{HTF_cald_min}} / \rho_{\text{HTF}})^2$$

$$\dot{Q}_{\text{comb_min}} = \dot{m}_{\text{HTF_cald_min}} \cdot (h_{43} - h_{40})$$

"Cálculo de los porcentajes de aportación energética de origen solar y de biomasa"

$$F_{\text{sol_dia}} = (\dot{Q}_{\text{sol_dia}} / \dot{Q}_{\text{ent_dia}}) \cdot 100$$

$$F_{\text{biomasa_dia}} = (\dot{Q}_{\text{comb_dia}} / \dot{Q}_{\text{ent_dia}}) \cdot 100$$

$$\dot{Q}_{\text{sol_dia}} = 3600 \cdot n_{\text{lazos}} \cdot (\dot{Q}_{\text{lazo_hora_12}} + 2 \cdot (\dot{Q}_{\text{lazo_hora_5}} + \dot{Q}_{\text{lazo_hora_6}} + \dot{Q}_{\text{lazo_hora_7}} + \dot{Q}_{\text{lazo_hora_8}} + \dot{Q}_{\text{lazo_hora_9}} + \dot{Q}_{\text{lazo_hora_10}} + \dot{Q}_{\text{lazo_hora_11}}))$$

$$\dot{Q}_{\text{comb_dia}} = \dot{m}_{\text{comb_dia}} \cdot \text{PCI} \cdot \eta_{\text{cald}}$$

$$\dot{Q}_{\text{ent_dia}} = \dot{Q}_{\text{comb_dia}} + \dot{Q}_{\text{sol_dia}}$$

"Cálculo de la energía eléctrica neta generada durante el día"

$$E_{\text{neta_dia}} = W_{\text{dot_neta_hora_12}} + 2 \cdot (W_{\text{dot_neta_hora_5}} + W_{\text{dot_neta_hora_6}} + W_{\text{dot_neta_hora_7}} + W_{\text{dot_neta_hora_8}} + W_{\text{dot_neta_hora_9}} + W_{\text{dot_neta_hora_10}} + W_{\text{dot_neta_hora_11}}) + 9 \cdot W_{\text{dot_neta_hora_0}}$$

Anexo VI: Ciclo de Potencia Inicial con Precalentador de Alta Presión

(Esquema 2)

$P[5]=127,6$

"<--- Presión óptima"

"Economizador"

$P_{40}=11$

$P[2]=P[1]$

$P_{41}=P_{40}$

"Evaporador"

$P[3]=P[2]$

$P_{42}=P_{41}$

$x[2]=0$

$x[3]=1$

$T[3]=T_{SAT}(STEAM;P=P[3])$

$T[2]=T[3]$

$T_{41}-T[3]=Pin_P$

$Pin_P=7$

$h[2]=ENTHALPY(STEAM;x=x[2];P=P[2])$

$h[3]=ENTHALPY(STEAM;x=x[3];P=P[3])$

$h_{41}=ENTHALPY(Therminol_VP1; T=T_{41}; P=P_{41})$

"Sobrecalentador"

$T[4]=380$

$T_{43}=393$

$P[4]=P[3]$

$P_{43}=P_{42}$

$h[4]=ENTHALPY(STEAM;T=T[4];P=P[4])$

$h_{43}=ENTHALPY(Therminol_VP1; T=T_{43}; P=P_{43})$

"Balances de energía en el generador de vapor solar (donde m_{HTF_GDV} representa la masa de HTF en el generador de vapor solar por unidad de masa total de agua y $(1-k)$ la fracción del masa total de agua que circula por él)"

$m_{HTF_GDV}*(h_{43}-h_{42})=(h[4]-h[3])*(1-k)$

"<--- Sobrecalentador"

$m_{HTF_GDV}*(h_{42}-h_{41})=(h[3]-h[2])*(1-k)$

"<--- Evaporador"

$m_{HTF_GDV} \cdot (h_{41} - h_{40}) = (h[2] - h[1]) \cdot (1 - k)$ "<--- Economizador"

$h_{40} = \text{ENTHALPY}(\text{Therminol_VP1}; T=T_{40}; P=P_{40})$

$h_{42} = \text{ENTHALPY}(\text{Therminol_VP1}; T=T_{42}; P=P_{42})$

$k = 0,5$ "<--- Valor supuesto"

"Sobrecalentador humos-agua"

$T[5] = 550$

$P[5] = P[4]$

$h[5] = \text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; T=T[5]; P=P[5])$

"Turbina"

$P[9] = 0,06$

$\eta_{\text{turb}} = 0,85$

$w_{\text{turb}} = (h[5] - h[6]) + (1 - y_1) \cdot (h[6] - h[7]) + (1 - y_1 - y_2) \cdot (h[7] - h[8]) + (1 - y_1 - y_2 - y_3) \cdot (h[8] - h[9])$

$\eta_{\text{turb}} = (h[5] - h[6]) / (h[5] - h_{6s})$

$\eta_{\text{turb}} = (h[5] - h[7]) / (h[5] - h_{7s})$

$\eta_{\text{turb}} = (h[5] - h[8]) / (h[5] - h_{8s})$

$\eta_{\text{turb}} = (h[5] - h[9]) / (h[5] - h_{9s})$

$s[5] = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; T=T[5]; P=P[5])$

$s_{6s} = s[5]$

$s_{7s} = s[5]$

$s_{8s} = s[5]$

$s_{9s} = s[5]$

$h_{9s} = \text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; P=P[9]; s=s_{9s})$

$h[5] - h[6] = h[6] - h[7]$ "<--- Saltos isoentálpicos para maximizar el rendimiento térmico del ciclo"

$h[6] - h[7] = h[7] - h[8]$

$h[7] - h[8] = h[8] - h[9]$

$P[6] = \text{PRESSURE}(\text{STEAM}; h=h_{6s}; s=s_{6s})$

$P[7] = \text{PRESSURE}(\text{STEAM}; h=h_{7s}; s=s_{7s})$

$P[8] = \text{PRESSURE}(\text{STEAM}; h=h_{8s}; s=s_{8s})$

$x[9] = \text{QUALITY}(\text{STEAM}; P=P[9]; h=h[9])$ "<--- Cálculo del título de vapor a la salida de la turbina para asegurar que no es inferior al límite establecido del 87 %"

"Condensador"

$$P[10]=P[9]$$

$$x[10]=0$$

$$h[10]=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM};x=x[10];P=P[10])$$

"Bomba de condensado"

$$P[11]=P[7]$$

$$\eta_{\text{bomb}}=0,75$$

$$w_{\text{bomb_cond}}=(1-y_1-y_2)*100*(P[11]-P[10])*v[10]/\eta_{\text{bomb}}$$

$$w_{\text{bomb_cond}}=(1-y_1-y_2)*(h[11]-h[10])$$

$$v[10]=\text{VOLUME}(\text{STEAM};x=x[10];P=P[10])$$

"Precalentador de baja presión con válvula hacia el condensador"

$$TTD=1,5$$

$$DCA=5,5$$

$$TTD=T_{\text{sat_8}}-T[12]$$

$$DCA=T[13]-T[11]$$

$$P[12]=P[11]$$

$$P[13]=P[8]$$

$$T_{\text{SAT_8}}=T_{\text{SAT}}(\text{STEAM};P=P[8])$$

$$h[12]=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM};T=T[12];P=P[12])$$

$$T[11]=\text{TEMPERATURE}(\text{STEAM};P=P[11];h=h[11])$$

$$h[13]=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM};T=T[13];P=P[13])$$

"Desgasificador"

$$P[14]=P[7]$$

$$x[14]=0$$

$$h[14]=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM};x=x[14];P=P[14])$$

"Bomba de alimentación"

$$w_{\text{bomb_alim}}=v[14]*(P[15]-P[14])*100/\eta_{\text{bomb}}$$

$$w_{\text{bomb_alim}}=h[15]-h[14]$$

$$v[14]=\text{VOLUME}(\text{STEAM};x=x[14];P=P[14])$$

"Precalentador de alta presión con válvula hacia el desgasificador"

$$P[1]=P[15]$$

$$P[16]=P[6]$$

$$TTD=T_{sat_6}-T[1]$$

$$T_{SAT_6}=T_{SAT}(STEAM;P=P[6])$$

$$h[1]=Enthalpy(Steam;T=T[1];P=P[1])$$

$$DCA=T[16]-T[15]$$

$$T[15]=TEMPERATURE(STEAM;P=P[15];h=h[15])$$

$$h[16]=ENTHALPY(STEAM;T=T[16];P=P[16])$$

"Balances de energía en los precalentadores y el desgasificador"

$$(1-y_1-y_2)*h[11]+y_3*h[8]=(1-y_1-y_2)*h[12]+y_3*h[13] \quad \text{"<--- Precalentador de baja presión"}$$

$$(1-y_1-y_2)*h[12]+y_2*h[7]+y_1*h[16]=h[14] \quad \text{"<--- Desgasificador"}$$

$$y_1*(h[6]-h[16])=h[1]-h[15] \quad \text{"<--- Precalentador de alta presión"}$$

"Cálculo del rendimiento del ciclo agua-vapor y de la potencia mecánica producida"

$$\eta_{t}=w_{rankine}/q_{ent}$$

$$w_{rankine}=w_{turb}-(w_{bomb_cond}+w_{bomb_alim})$$

$$q_{ent}=h[5]-h[1]$$

$$q_{sal}=(1-y_1-y_2-y_3)*(h[9]-h[10])+y_3*(h[13]-h[10])$$

Anexo VII: Ciclo de Potencia Definitivo sin Precalentador de Alta Presión

(Esquema 2)

{W_dot_rankine=18090}

"<--- Potencia de Rankine del Esquema 2 definitivo"

P[5]=127,6

"Condensador"

P[9]=0,06

P[10]=P[9]

x[10]=0

h[10]=ENTHALPY(STEAM;x=x[10];P=P[10])

"Bomba de condensado"

P[11]=P[7]

P[7]=8,259

eta_bomb=0,75

w_bomb_cond=(1-y_2)*100*(P[11]-P[10])*v[10]/eta_bomb

w_bomb_cond=(1-y_2)*(h[11]-h[10])

v[10]=VOLUME(STEAM;x=x[10];P=P[10])

"Precalentador de baja presión con válvula hacia el condensador"

TTD=1,5

DCA=5,5

TTD=T_sat_8-T[12]

DCA=T[13]-T[11]

P[12]=P[11]

P[13]=P[8]

P[8]=0,9825

T_SAT_8=T_SAT(STEAM;P=P[8])

h[12]=ENTHALPY(STEAM;T=T[12];P=P[12])

T[11]=TEMPERATURE(STEAM;P=P[11];h=h[11])

h[13]=ENTHALPY(STEAM;T=T[13];P=P[13])

"Desgasificador"

P[14]=P[7]

$$x[14]=0$$

$$h[14]=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM};x=x[14];P=P[14])$$

"Bomba de alimentación"

$$w_{\text{bomb_alim}}=v[14]*(P[1]-P[14])*100/\eta_{\text{bomb}}$$

$$w_{\text{bomb_alim}}=h[1]-h[14]$$

$$v[14]=\text{VOLUME}(\text{STEAM};x=x[14];P=P[14])$$

"Economizador"

$$P_{40}=11$$

$$P[2]=P[1]$$

$$P_{41}=P_{40}$$

$$h_{40}=\text{ENTHALPY}(\text{Therminol_VP1}; T=T_{40}; P=P_{40})$$

"Evaporador"

$$P[3]=P[2]$$

$$P_{42}=P_{41}$$

$$x[2]=0$$

$$x[3]=1$$

$$T[3]=T_{\text{SAT}}(\text{STEAM};P=P[3])$$

$$T[2]=T[3]$$

$$T_{41}-T[3]=\text{Pin_P}$$

$$\text{Pin_P}=7$$

$$h[2]=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM};x=x[2];P=P[2])$$

$$h[3]=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM};x=x[3];P=P[3])$$

$$h_{41}=\text{ENTHALPY}(\text{Therminol_VP1}; T=T_{41}; P=P_{41})$$

$$h_{42}=\text{ENTHALPY}(\text{Therminol_VP1}; T=T_{42}; P=P_{42})$$

"Sobrecalentador"

$$T[4]=380$$

$$T_{43}=393$$

$$P[4]=P[3]$$

$$P_{43}=P_{42}$$

$$h[4]=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM};T=T[4];P=P[4])$$

$h_{43} = \text{ENTHALPY}(\text{Therminol_VP1}; T=T_{43}; P=P_{43})$

"Sobrecalentador humos-agua"

$T[5] = 550$

$P[5] = P[4]$

$h[5] = \text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; T=T[5]; P=P[5])$

"Balances de energía en el generador de vapor solar (donde $m_{\text{HTF_GDV}}$ representa la masa de HTF en el generador de vapor solar por unidad de masa total de agua y $(1-k)$ la fracción de la masa total de agua que circula por él)"

$m_{\text{HTF_GDV}}(h_{43} - h_{42}) = (h[4] - h[3]) \cdot (1 - k)$ "<--- Sobrecalentador"

$m_{\text{HTF_GDV}}(h_{42} - h_{41}) = (h[3] - h[2]) \cdot (1 - k)$ "<--- Evaporador"

$m_{\text{HTF_GDV}}(h_{41} - h_{40}) = (h[2] - h[1]) \cdot (1 - k)$ "<--- Economizador"

$k = 0,5$

"Turbina"

$\eta_{\text{turb}} = 0,85$

$w_{\text{turb}} = ((h[5] - h[7]) + (1 - y_2) \cdot (h[7] - h[8]) + (1 - y_2 - y_3) \cdot (h[8] - h[9]))$

$\eta_{\text{turb}} = (h[5] - h[7]) / (h[5] - h_{7s})$

$\eta_{\text{turb}} = (h[5] - h[8]) / (h[5] - h_{8s})$

$\eta_{\text{turb}} = (h[5] - h[9]) / (h[5] - h_{9s})$

$s[5] = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; T=T[5]; P=P[5])$

$s_{7s} = s[5]$

$s_{8s} = s[5]$

$s_{9s} = s[5]$

$h_{7s} = \text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; P=P[7]; s=s_{7s})$

$h_{8s} = \text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; P=P[8]; s=s_{8s})$

$h_{9s} = \text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; P=P[9]; s=s_{9s})$

$x[9] = \text{QUALITY}(\text{STEAM}; P=P[9]; h=h[9])$

"Balances de energía en el precalentador de baja presión y el desgasificador"

$(1 - y_2) \cdot h[11] + y_3 \cdot h[8] = (1 - y_2) \cdot h[12] + y_3 \cdot h[13]$ "<--- Precalentador de baja presión"

$(1 - y_2) \cdot h[12] + y_2 \cdot h[7] = h[14]$ "<--- Desgasificador"

"Cálculo del rendimiento del ciclo agua-vapor y de la potencia mecánica producida"

$\eta_t = w_{\text{rankine}} / q_{\text{ent}}$

$w_{\text{rankine}} = w_{\text{turb}} - (w_{\text{bomb_cond}} + w_{\text{bomb_alim}})$

$q_{\text{ent}} = h[5] - h[1]$

$q_{\text{sal}} = (1 - y_2 - y_3) \cdot (h[9] - h[10]) + y_3 \cdot (h[13] - h[10])$

$\{W_{\text{dot_rankine}} = w_{\text{rankine}} \cdot m_{\text{dot_agua}}$

$W_{\text{dot_turb}} = w_{\text{turb}} \cdot m_{\text{dot_agua}}$

$W_{\text{dot_bomb_alim}} = w_{\text{bomb_alim}} \cdot m_{\text{dot_agua}}$

$W_{\text{dot_bomb_cond}} = w_{\text{bomb_cond}} \cdot m_{\text{dot_agua}}$

$Q_{\text{dot_ent}} = q_{\text{ent}} \cdot m_{\text{dot_agua}}$

$Q_{\text{dot_sal}} = q_{\text{sal}} \cdot m_{\text{dot_agua}}\}$

"Cálculo de los valores restantes para trazar el diagrama T-s"

$s[1] = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P=P[1]; h=h[1])$

$s[2] = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P=P[2]; h=h[2])$

$s[3] = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P=P[3]; h=h[3])$

$s[4] = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P=P[4]; h=h[4])$

$s[7] = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P=P[7]; h=h[7])$

$s[8] = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P=P[8]; h=h[8])$

$s[9] = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P=P[9]; h=h[9])$

$s[10] = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P=P[10]; h=h[10])$

$s[11] = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P=P[11]; h=h[11])$

$s[12] = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P=P[12]; h=h[12])$

$s[13] = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P=P[13]; h=h[13])$

$s[14] = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P=P[14]; h=h[14])$

$T[1] = \text{TEMPERATURE}(\text{STEAM}; P=P[1]; h=h[1])$

$T[7] = \text{TEMPERATURE}(\text{STEAM}; P=P[7]; h=h[7])$

$T[8] = \text{TEMPERATURE}(\text{STEAM}; P=P[8]; h=h[8])$

$T[9] = \text{TEMPERATURE}(\text{STEAM}; P=P[9]; h=h[9])$

$T[10] = \text{TEMPERATURE}(\text{STEAM}; P=P[10]; h=h[10])$

$T[14] = \text{TEMPERATURE}(\text{STEAM}; P=P[14]; h=h[14])$

$x[8] = \text{Quality}(\text{Steam}; P=P[8]; h=h[8])$

Anexo VIII: Caldera de Biomasa (Esquema 2)

{delta_T_recup=25} "---- Valor inicialmente fijado que provoca condensaciones ácidas de los humos a su salida de la caldera"

T_36=115 "---- Valor adecuado que evita las condensaciones ácidas"

delta_T_eco_sal=15 "---- En general, valor a fijar para asegurar un correcto funcionamiento de la caldera"

{delta_T_sob_2_sal=25} "---- Valor a fijar para asegurar un correcto funcionamiento de la caldera a cargas muy bajas"

{m_dot_comb=1,232} "---- Variable libre, dependerá de las condiciones solares. También podría usarse 'k' "

"Datos"

$W_{\text{dot_rankine}} = Q_{\text{ent}} \cdot \eta_t$

$Q_{\text{ent}} = m_{\text{dot_agua}} \cdot (h_5 - h_1)$

$\eta_t = 0,401$

$x = 338,6$

$W_{\text{dot_rankine}} = 18000$

"Valores del ciclo de potencia optimizado"

$P_1 = 127,6$

$T_1 = 174,4$

"Datos relativos al proceso de combustión"

$PCI = 11803,4$

$\eta_{\text{cald}} = (m_{\text{dot_agua}} \cdot ((h_5 - h_4) + k \cdot (h_4 - h_1)) / (m_{\text{dot_comb}} \cdot PCI))$

$f_{\text{m_O2_aire}} = 0,231$

$f_{\text{m_N2_aire}} = 0,76$

$f_{\text{m_H2O_aire}} = 0,009$

$f_{\text{m_CO2_humos}} = 1760 / (29,09 \cdot x + 1308,12)$

$f_{\text{m_H2O_humos}} = (0,252 \cdot x + 798,12) / (29,09 \cdot x + 1308,12)$

$f_{\text{m_O2_humos}} = (6,72 \cdot x - 1264) / (29,09 \cdot x + 1308,12)$

$f_{\text{m_N2_humos}} = (22,12 \cdot x + 14) / (29,09 \cdot x + 1308,12)$

$F = 44,97/x$

$F = m_{\text{dot_comb}} / m_{\text{dot_aire}}$

$$m_dot_humos=m_dot_aire+m_dot_comb$$

"Balance de energía en el hogar"

$$P_3=P_2$$

$$x_2=0$$

$$x_3=1$$

$$T_3=T_SAT(STEAM;P=P_3)$$

$$T_2=T_3$$

$$m_dot_comb*PCI=m_dot_humos*(f_m_CO2_humos*(h_CO2_32-h_CO2_T_25)+f_m_O2_humos*(h_O2_32-h_O2_T_25)+f_m_N2_humos*(h_N2_32-h_N2_T_25)+f_m_H2O_humos*(h_H2O_32-h_H2O_T_25))-m_dot_aire*(f_m_O2_aire*(h_O2_31-h_O2_T_25)+f_m_N2_aire*(h_N2_31-h_N2_T_25)+f_m_H2O_aire*(h_H2O_31-h_H2O_T_25))+k*m_dot_agua*(h_3-h_2)$$

$$m_dot_comb*PCI=m_dot_humos*(f_m_CO2_humos*(h_CO2_adiab-h_CO2_T_25)+f_m_O2_humos*(h_O2_adiab-h_O2_T_25)+f_m_N2_humos*(h_N2_adiab-h_N2_T_25)+f_m_H2O_humos*(h_H2O_adiab-h_H2O_T_25))-m_dot_aire*(f_m_O2_aire*(h_O2_31-h_O2_T_25)+f_m_N2_aire*(h_N2_31-h_N2_T_25)+f_m_H2O_aire*(h_H2O_31-h_H2O_T_25))$$

$$Q_dot_nominal=m_dot_comb*PCI$$

$$Q_dot_hogar=k*m_dot_agua*(h_3-h_2)$$

$$h_O2_31=ENTHALPY(O2;T=T_31)$$

$$h_N2_31=ENTHALPY(N2;T=T_31)$$

$$h_H2O_31=ENTHALPY(H2O;T=T_31)$$

$$h_CO2_32=ENTHALPY(CO2;T=T_32)$$

$$h_O2_32=ENTHALPY(O2;T=T_32)$$

$$h_N2_32=ENTHALPY(N2;T=T_32)$$

$$h_H2O_32=ENTHALPY(H2O;T=T_32)$$

$$h_CO2_T_25=ENTHALPY(CO2;T=25)$$

$$h_O2_T_25=ENTHALPY(O2;T=25)$$

$$h_N2_T_25=ENTHALPY(N2;T=25)$$

$$h_H2O_T_25=ENTHALPY(H2O;T=25)$$

$$h_2=ENTHALPY(STEAM;x=x_2;P=P_2)$$

$$h_3=ENTHALPY(STEAM;x=x_3;P=P_3)$$

$$h_CO2_adiab=ENTHALPY(CO2;T=T_adiab)$$

$$h_O2_adiab=ENTHALPY(O2;T=T_adiab)$$

$$h_N2_adiab=ENTHALPY(N2;T=T_adiab)$$

$h_{H2O_adiab} = ENTHALPY(H2O; T=T_adiab)$

"Balance de energía en el sobrecalentador 2 humos-vapor"

$T_4 = 380$

$T_5 = 550$

$P_5 = P_4$

$m_dot_humos * (f_m_CO2_humos * (h_{CO2_32} - h_{CO2_33}) + f_m_O2_humos * (h_{O2_32} - h_{O2_33}) + f_m_N2_humos * (h_{N2_32} - h_{N2_33}) + f_m_H2O_humos * (h_{H2O_32} - h_{H2O_33})) = m_dot_agua * (h_5 - h_4)$

$Q_dot_sob_2 = m_dot_agua * (h_5 - h_4)$

$h_4 = ENTHALPY(STEAM; T=T_4; P=P_4)$

$h_5 = ENTHALPY(STEAM; T=T_5; P=P_5)$

$h_{CO2_33} = ENTHALPY(CO2; T=T_33)$

$h_{O2_33} = ENTHALPY(O2; T=T_33)$

$h_{N2_33} = ENTHALPY(N2; T=T_33)$

$h_{H2O_33} = ENTHALPY(H2O; T=T_33)$

"Balance de energía en el sobrecalentador 1 humos-vapor"

$P_4 = P_3$

$m_dot_humos * (f_m_CO2_humos * (h_{CO2_33} - h_{CO2_34}) + f_m_O2_humos * (h_{O2_33} - h_{O2_34}) + f_m_N2_humos * (h_{N2_33} - h_{N2_34}) + f_m_H2O_humos * (h_{H2O_33} - h_{H2O_34})) = k * m_dot_agua * (h_4 - h_3)$

$Q_dot_sob_1 = k * m_dot_agua * (h_4 - h_3)$

$h_{CO2_34} = ENTHALPY(CO2; T=T_34)$

$h_{O2_34} = ENTHALPY(O2; T=T_34)$

$h_{N2_34} = ENTHALPY(N2; T=T_34)$

$h_{H2O_34} = ENTHALPY(H2O; T=T_34)$

"Balance de energía en el economizador humos-agua"

$P_2 = P_1$

$m_dot_humos * (f_m_CO2_humos * (h_{CO2_34} - h_{CO2_35}) + f_m_O2_humos * (h_{O2_34} - h_{O2_35}) + f_m_N2_humos * (h_{N2_34} - h_{N2_35}) + f_m_H2O_humos * (h_{H2O_34} - h_{H2O_35})) = k * m_dot_agua * (h_2 - h_1)$

$Q_dot_eco = k * m_dot_agua * (h_2 - h_1)$

$h_1 = ENTHALPY(STEAM; T=T_1; P=P_1)$

$h_{CO2_35} = ENTHALPY(CO2; T=T_35)$

$$h_{O2_35} = \text{ENTHALPY}(O2; T = T_{35})$$

$$h_{N2_35} = \text{ENTHALPY}(N2; T = T_{35})$$

$$h_{H2O_35} = \text{ENTHALPY}(H2O; T = T_{35})$$

"Comprobación de diferencias mínimas de temperaturas"

$$\Delta T_{sob_2_ent} = T_{32} - T_5$$

$$\Delta T_{sob_2_sal} = T_{33} - T_4$$

$$\Delta T_{eco_ent} = T_{34} - T_2$$

$$\Delta T_{eco_sal} = T_{35} - T_1$$

$$\Delta T_{recup} = T_{35} - T_{31}$$

"Balance de energía en el recuperador de calor"

$$T_{30} = 18$$

$$m_{dot_humos} * (f_{m_CO2_humos} * (h_{CO2_35} - h_{CO2_36}) + f_{m_O2_humos} * (h_{O2_35} - h_{O2_36}) + f_{m_N2_humos} * (h_{N2_35} - h_{N2_36}) + f_{m_H2O_humos} * (h_{H2O_35} - h_{H2O_36})) = m_{dot_aire} * (f_{m_O2_aire} * (h_{O2_31} - h_{O2_30}) + f_{m_N2_aire} * (h_{N2_31} - h_{N2_30}) + f_{m_H2O_aire} * (h_{H2O_31} - h_{H2O_30}))$$

$$Q_{dot_recup} = m_{dot_aire} * (f_{m_O2_aire} * (h_{O2_31} - h_{O2_30}) + f_{m_N2_aire} * (h_{N2_31} - h_{N2_30}) + f_{m_H2O_aire} * (h_{H2O_31} - h_{H2O_30}))$$

$$h_{O2_30} = \text{ENTHALPY}(O2; T = T_{30})$$

$$h_{N2_30} = \text{ENTHALPY}(N2; T = T_{30})$$

$$h_{H2O_30} = \text{ENTHALPY}(H2O; T = T_{30})$$

$$h_{CO2_36} = \text{ENTHALPY}(CO2; T = T_{36})$$

$$h_{O2_36} = \text{ENTHALPY}(O2; T = T_{36})$$

$$h_{N2_36} = \text{ENTHALPY}(N2; T = T_{36})$$

$$h_{H2O_36} = \text{ENTHALPY}(H2O; T = T_{36})$$

Anexo IX: Actualización de la Potencia Real (Esquema 2)

"Datos"

$$PCI=11803,4$$

$$\eta_{cald}=0,9258$$

$$\eta_t=0,401$$

$$\eta_{bomb}=0,75$$

$$T_{40}=304,1$$

$$T_{43}=393$$

$$P_{40}=11$$

$$P_{43}=P_{40}$$

$$\Delta P_{lazos_max}=15$$

$$C_{lazos}=\Delta P_{lazos_max}/(m_{dot_HTF_lazos_max}/\rho_{HTF})^2$$

$$f_{c_min}=0,3$$

$$W_{dot_rankine}=Q_{dot_ent}*\eta_t$$

$$W_{dot_refrig}=W_{dot_turb}*0,5/100$$

$$W_{dot_turb}=18400$$

$$h_{40}=\text{Enthalpy}(\text{Therminol_VP1}; T=T_{40}; P=P_{40})$$

$$h_{43}=\text{Enthalpy}(\text{Therminol_VP1}; T=T_{43}; P=P_{43})$$

$$\rho_{HTF}=\text{Density}(\text{Therminol_VP1}; T=T_{40})$$

"Día solar medio"

$$Q_{dot_comb_hora_0}=Q_{dot_ent}$$

$$m_{dot_comb_hora_0}=m_{dot_comb_max}$$

$$W_{dot_neta_hora_0}=W_{dot_neta_max}$$

$$Q_{dot_comb_hora_5}+Q_{dot_sol_hora_5}=Q_{dot_ent}$$

$$Q_{dot_comb_hora_5}=\eta_{cald}*m_{dot_comb_hora_5}*PCI$$

$$Q_{dot_sol_hora_5}=n_{lazos}*Q_{dot_lazo_hora_5}$$

$$Q_{dot_lazo_hora_5}=136,36$$

$$W_{dot_neta_hora_5}=W_{dot_rankine}-W_{dot_bomb_HTF_lazos_hora_5}-W_{dot_refrig}$$

$$W_{dot_bomb_HTF_lazos_hora_5}=(m_{dot_HTF_lazos_hora_5}/\rho_{HTF}*\Delta P_{lazos_hora_5}*100)/\eta_{bomb}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_5}} = m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_5}} (h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{lazos_hora_5}} = C_{\text{lazos}} (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_5}} / \rho_{\text{HTF}})^2$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_6}} + Q_{\text{dot_sol_hora_6}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_6}} = \eta_{\text{cald}} m_{\text{dot_comb_hora_6}} \text{PCI}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_6}} = n_{\text{lazos}} Q_{\text{dot_lazo_hora_6}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_6}} = 364,65$$

$$W_{\text{dot_neta_hora_6}} = W_{\text{dot_rankine}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_6}} - W_{\text{dot_refrig}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_6}} = (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_6}} / \rho_{\text{HTF}} \Delta P_{\text{lazos_hora_6}} 100) / \eta_{\text{bo mb}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_6}} = m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_6}} (h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{lazos_hora_6}} = C_{\text{lazos}} (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_6}} / \rho_{\text{HTF}})^2$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_7}} + Q_{\text{dot_sol_hora_7}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_7}} = \eta_{\text{cald}} m_{\text{dot_comb_hora_7}} \text{PCI}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_7}} = n_{\text{lazos}} Q_{\text{dot_lazo_hora_7}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_7}} = 567,27$$

$$W_{\text{dot_neta_hora_7}} = W_{\text{dot_rankine}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_7}} - W_{\text{dot_refrig}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_7}} = (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_7}} / \rho_{\text{HTF}} \Delta P_{\text{lazos_hora_7}} 100) / \eta_{\text{bo mb}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_7}} = m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_7}} (h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{lazos_hora_7}} = C_{\text{lazos}} (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_7}} / \rho_{\text{HTF}})^2$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_8}} + Q_{\text{dot_sol_hora_8}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_8}} = \eta_{\text{cald}} m_{\text{dot_comb_hora_8}} \text{PCI}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_8}} = n_{\text{lazos}} Q_{\text{dot_lazo_hora_8}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_8}} = 727,71$$

$$W_{\text{dot_neta_hora_8}} = W_{\text{dot_rankine}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_8}} - W_{\text{dot_refrig}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_8}} = (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_8}} / \rho_{\text{HTF}} \Delta P_{\text{lazos_hora_8}} 100) / \eta_{\text{bo mb}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_8}} = m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_8}} (h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{lazos_hora_8}} = C_{\text{lazos}} (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_8}} / \rho_{\text{HTF}})^2$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_9}} + Q_{\text{dot_sol_hora_9}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_9}} = \eta_{\text{cald}} * m_{\text{dot_comb_hora_9}} * PCI$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_9}} = n_{\text{lazos}} * Q_{\text{dot_lazo_hora_9}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_9}} = 820,82$$

$$W_{\text{dot_neta_hora_9}} = W_{\text{dot_rankine}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_9}} - W_{\text{dot_refrig}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_9}} = (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_9}} / \rho_{\text{HTF}} * \Delta P_{\text{lazos_hora_9}} * 100) / \eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_9}} = m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_9}} * (h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{lazos_hora_9}} = C_{\text{lazos}} * (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_9}} / \rho_{\text{HTF}})^2$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_10}} + Q_{\text{dot_sol_hora_10}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_10}} = \eta_{\text{cald}} * m_{\text{dot_comb_hora_10}} * PCI$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_10}} = n_{\text{lazos}} * Q_{\text{dot_lazo_hora_10}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_10}} = 858,21$$

$$W_{\text{dot_neta_hora_10}} = W_{\text{dot_rankine}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_10}} - W_{\text{dot_refrig}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_10}} = (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_10}} / \rho_{\text{HTF}} * \Delta P_{\text{lazos_hora_10}} * 100) / \eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_10}} = m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_10}} * (h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{lazos_hora_10}} = C_{\text{lazos}} * (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_10}} / \rho_{\text{HTF}})^2$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_11}} + Q_{\text{dot_sol_hora_11}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_11}} = \eta_{\text{cald}} * m_{\text{dot_comb_hora_11}} * PCI$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_11}} = n_{\text{lazos}} * Q_{\text{dot_lazo_hora_11}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_11}} = 861,38$$

$$W_{\text{dot_neta_hora_11}} = W_{\text{dot_rankine}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_11}} - W_{\text{dot_refrig}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_11}} = (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_11}} / \rho_{\text{HTF}} * \Delta P_{\text{lazos_hora_11}} * 100) / \eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_11}} = m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_11}} * (h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{lazos_hora_11}} = C_{\text{lazos}} * (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_11}} / \rho_{\text{HTF}})^2$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_12}} + Q_{\text{dot_sol_hora_12}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_hora_12}} = \eta_{\text{cald}} * m_{\text{dot_comb_hora_12}} * PCI$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_12}} = n_{\text{lazos}} * Q_{\text{dot_lazo_hora_12}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_hora_12}} = 857,98$$

$$W_{\text{dot_neta_hora_12}} = W_{\text{dot_rankine}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_12}} - W_{\text{dot_refrig}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_hora_12}} = (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_12}} / \rho_{\text{HTF}} * \Delta P_{\text{lazos_hora_12}} * 100) / \eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_hora_12}} = m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_12}} * (h_{43} - h_{40})$$

$$\Delta P_{\text{lazos_hora_12}} = C_{\text{lazos}} * (m_{\text{dot_HTF_lazos_hora_12}} / \rho_{\text{HTF}})^2$$

"Consumo de biomasa"

$$m_{\text{comb_dia}} = 3600 * (9 * m_{\text{dot_comb_hora_0}} + 2 * (m_{\text{dot_comb_hora_5}} + m_{\text{dot_comb_hora_6}} + m_{\text{dot_comb_hora_7}} + m_{\text{dot_comb_hora_8}} + m_{\text{dot_comb_hora_9}} + m_{\text{dot_comb_hora_10}} + m_{\text{dot_comb_hora_11}}) + m_{\text{dot_comb_hora_12}})$$

$$m_{\text{comb_dia}} = m_{\text{comb_dia_med}}$$

$$m_{\text{comb_dia_med}} = m_{\text{comb}} / n_{\text{dias}}$$

$$m_{\text{comb}} = 100407 * 10^3$$

$$n_{\text{dias}} = 365 - 31$$

"Punto de diseño caldera de biomasa"

$$Q_{\text{dot_comb_max}} = \eta_{\text{cald}} * m_{\text{dot_comb_max}} * PCI$$

$$Q_{\text{dot_comb_max}} = Q_{\text{dot_ent}}$$

$$W_{\text{dot_neta_max}} = W_{\text{dot_rankine}} - W_{\text{dot_refrig}}$$

"Punto de diseño solar"

$$Q_{\text{dot_ent}} = Q_{\text{dot_sol_max}} + Q_{\text{dot_comb_min}}$$

$$Q_{\text{dot_comb_min}} = \eta_{\text{cald}} * m_{\text{dot_comb_min}} * PCI$$

$$Q_{\text{dot_comb_min}} = f_{\text{c_min}} * Q_{\text{dot_comb_max}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_max}} = n_{\text{lazos}} * Q_{\text{dot_lazo_max}}$$

$$Q_{\text{dot_lazo_max}} = 1768,75$$

$$W_{\text{dot_neta_min}} = W_{\text{dot_rankine}} - W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_max}} - W_{\text{dot_refrig}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_HTF_lazos_max}} = (m_{\text{dot_HTF_lazos_max}} / \rho_{\text{HTF}} * \Delta P_{\text{lazos_max}} * 100) / \eta_{\text{bomb}}$$

$$Q_{\text{dot_sol_max}} = m_{\text{dot_HTF_lazos_max}} * (h_{43} - h_{40})$$

"Cálculo de los porcentajes de aportación energética de origen solar y de biomasa"

$$F_{\text{sol_dia}} = (Q_{\text{sol_dia}} / Q_{\text{ent_dia}}) * 100$$

$$F_{\text{biomasa_dia}} = (Q_{\text{comb_dia}} / Q_{\text{ent_dia}}) * 100$$

$$Q_{\text{sol_dia}} = 3600 * n_{\text{lazos}} * (Q_{\text{dot_lazo_hora_12}} + 2 * (Q_{\text{dot_lazo_hora_5}} + Q_{\text{dot_lazo_hora_6}} + Q_{\text{dot_lazo_hora_7}} + Q_{\text{dot_lazo_hora_8}} + Q_{\text{dot_lazo_hora_9}} + Q_{\text{dot_lazo_hora_10}} + Q_{\text{dot_lazo_hora_11}}))$$

$$Q_{\text{comb_dia}} = m_{\text{comb_dia}} * PCI * \eta_{\text{cald}}$$

$$Q_{ent_dia}=Q_{comb_dia}+Q_{sol_dia}$$

"Cálculo de la energía eléctrica neta generada durante el día"

$$E_{neta_dia}=W_{dot_neta_hora_12}+2*(W_{dot_neta_hora_5}+W_{dot_neta_hora_6}+W_{dot_neta_hora_7}+W_{dot_neta_hora_8}+W_{dot_neta_hora_9}+W_{dot_neta_hora_10}+W_{dot_neta_hora_11})+9*W_{dot_neta_hora_0}$$

Anexo X: Ciclo de Potencia y Caldera Combinados (Esquema 2)

$\Delta T_{eco_sal}=15$

$\{\Delta T_{sob_2_sal}=25\}$

"<--- Se fija para cargas muy bajas"

$m_{dot_comb}=4,128$
solares. También puede usarse 'k' "

"<--- Variable libre, depende de las condiciones

$T_{36}=115$

$x=338,6$

$W_{dot_rankine}=18090$

$P[5]=127,6$

"Condensador"

$P[9]=0,06$

$P[10]=P[9]$

$x[10]=0$

$h[10]=ENTHALPY(STEAM;x=x[10];P=P[10])$

"Bomba de condensado"

$P[11]=P[7]$

$P[7]=8,259$

$\eta_{bomb}=0,75$

$w_{bomb_cond}=(1-y_2)*100*(P[11]-P[10])*v[10]/\eta_{bomb}$

$w_{bomb_cond}=(1-y_2)*(h[11]-h[10])$

$v[10]=VOLUME(STEAM;x=x[10];P=P[10])$

"Precalentador de baja presión con válvula hacia el condensador"

$TTD=1,5$

$DCA=5,5$

$TTD=T_{sat_8}-T[12]$

$DCA=T[13]-T[11]$

$P[12]=P[11]$

$P[13]=P[8]$

$P[8]=0,9825$

$T_{SAT_8}=T_{SAT}(STEAM;P=P[8])$

$h[12]=ENTHALPY(STEAM;T=T[12];P=P[12])$

$T[11]=\text{TEMPERATURE}(\text{STEAM}; P=P[11]; h=h[11])$

$h[13]=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; T=T[13]; P=P[13])$

"Desgasificador"

$P[14]=P[7]$

$x[14]=0$

$h[14]=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; x=x[14]; P=P[14])$

"Bomba de alimentación"

$w_{\text{bomb_alim}}=v[14]*(P[1]-P[14])*100/\eta_{\text{bomb}}$

$w_{\text{bomb_alim}}=h[1]-h[14]$

$v[14]=\text{VOLUME}(\text{STEAM}; x=x[14]; P=P[14])$

"Economizador"

$P_{40}=11$

$P[2]=P[1]$

$P_{41}=P_{40}$

$h_{40}=\text{ENTHALPY}(\text{Therminol_VP1}; T=T_{40}; P=P_{40})$

"Evaporador"

$P[3]=P[2]$

$P_{42}=P_{41}$

$x[2]=0$

$x[3]=1$

$T[3]=T_{\text{SAT}}(\text{STEAM}; P=P[3])$

$T[2]=T[3]$

$T_{41}-T[3]=\text{Pin_P}$

$\text{Pin_P}=7$

$h[2]=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; x=x[2]; P=P[2])$

$h[3]=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; x=x[3]; P=P[3])$

$h_{41}=\text{ENTHALPY}(\text{Therminol_VP1}; T=T_{41}; P=P_{41})$

$h_{42}=\text{ENTHALPY}(\text{Therminol_VP1}; T=T_{42}; P=P_{42})$

"Sobrecalentador"

$T[4]=380$

$$T_{43}=393$$

$$P[4]=P[3]$$

$$P_{43}=P_{42}$$

$$h[4]=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; T=T[4]; P=P[4])$$

$$h_{43}=\text{ENTHALPY}(\text{Therminol_VP1}; T=T_{43}; P=P_{43})$$

"Sobrecalentador humos-agua"

$$T[5]=550$$

$$P[5]=P[4]$$

$$h[5]=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; T=T[5]; P=P[5])$$

"Balances de energía en el generador de vapor solar (donde $m_{\text{HTF_GDV}}$ representa la masa de HTF en el generador de vapor solar por unidad de masa total de agua y $(1-k)$ la fracción de la masa total de agua que circula por él)"

$$m_{\text{HTF_GDV}}(h_{43}-h_{42})=(h[4]-h[3])*(1-k) \quad \text{"<--- Sobrecalentador"}$$

$$m_{\text{HTF_GDV}}(h_{42}-h_{41})=(h[3]-h[2])*(1-k) \quad \text{"<--- Evaporador"}$$

$$m_{\text{HTF_GDV}}(h_{41}-h_{40})=(h[2]-h[1])*(1-k) \quad \text{"<--- Economizador"}$$

"Turbina"

$$\eta_{\text{turb}}=0,85$$

$$w_{\text{turb}}=((h[5]-h[7])+(1-y_2)*(h[7]-h[8])+(1-y_2-y_3)*(h[8]-h[9]))$$

$$\eta_{\text{turb}}=(h[5]-h[7])/(h[5]-h_{7s})$$

$$\eta_{\text{turb}}=(h[5]-h[8])/(h[5]-h_{8s})$$

$$\eta_{\text{turb}}=(h[5]-h[9])/(h[5]-h_{9s})$$

$$s[5]=\text{ENTROPY}(\text{STEAM}; T=T[5]; P=P[5])$$

$$s_{7s}=s[5]$$

$$s_{8s}=s[5]$$

$$s_{9s}=s[5]$$

$$h_{7s}=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; P=P[7]; s=s_{7s})$$

$$h_{8s}=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; P=P[8]; s=s_{8s})$$

$$h_{9s}=\text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; P=P[9]; s=s_{9s})$$

$$x[9]=\text{QUALITY}(\text{STEAM}; P=P[9]; h=h[9])$$

"Balances de energía en el precalentador de baja presión y el desgasificador"

$$(1-y_2)*h[11]+y_3*h[8]=(1-y_2)*h[12]+y_3*h[13] \quad \text{"<--- Precalentador de baja presión"}$$

$$(1-y_2)*h[12]+y_2*h[7]=h[14] \quad \text{"<--- Desgasificador"}$$

"Cálculo del rendimiento térmico y de la potencia mecánica producida"

$$\eta_t = w_{\text{rankine}} / q_{\text{ent}}$$

$$w_{\text{rankine}} = w_{\text{turb}} - (w_{\text{bomb_cond}} + w_{\text{bomb_alim}})$$

$$q_{\text{ent}} = h[5] - h[1]$$

$$q_{\text{sal}} = (1-y_2-y_3)*(h[9]-h[10]) + y_3*(h[13]-h[10])$$

$$W_{\text{dot_rankine}} = w_{\text{rankine}} * m_{\text{dot_agua}}$$

$$W_{\text{dot_turb}} = w_{\text{turb}} * m_{\text{dot_agua}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_alim}} = w_{\text{bomb_alim}} * m_{\text{dot_agua}}$$

$$W_{\text{dot_bomb_cond}} = w_{\text{bomb_cond}} * m_{\text{dot_agua}}$$

$$Q_{\text{dot_ent}} = q_{\text{ent}} * m_{\text{dot_agua}}$$

$$Q_{\text{dot_sal}} = q_{\text{sal}} * m_{\text{dot_agua}}$$

"Cálculo del flujo másico de HTF y del calor intercambiado en el tren de generación de vapor solar"

$$m_{\text{dot_HTF}} = m_{\text{HTF_GDV}} * m_{\text{dot_agua}}$$

$$Q_{\text{dot_sob_sol}} = (1-k) * m_{\text{dot_agua}} * (h[4] - h[3])$$

$$Q_{\text{dot_eva_sol}} = (1-k) * m_{\text{dot_agua}} * (h[3] - h[2])$$

$$Q_{\text{dot_eco_sol}} = (1-k) * m_{\text{dot_agua}} * (h[2] - h[1])$$

"Cálculo del flujo de calor del precalentador de baja presión"

$$Q_{\text{dot_conden_PBP}} = y_3 * m_{\text{dot_agua}} * (h[8] - h_{\text{agua_sat_8}})$$

$$h_{\text{agua_sat_8}} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; P=P[8]; x=0)$$

$$Q_{\text{dot_subenf_PBP}} = y_3 * m_{\text{dot_agua}} * (h_{\text{agua_sat_8}} - h[13])$$

$$Q_{\text{dot_PBP}} = y_3 * m_{\text{dot_agua}} * (h[8] - h[13])$$

$$Q_{\text{dot_subenf_PBP}} = (1-y_2) * m_{\text{dot_agua}} * (h_{11_2} - h[11])$$

$$T_{11_2} = \text{Temperature}(\text{Steam}; P=P_{11_2}; h=h_{11_2})$$

$$P_{11_2} = P[11]$$

"Cálculo de los valores de entropía y temperatura restantes para trazar el diagrama T-s"

$$s[1] = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P=P[1]; h=h[1])$$

$$s[2] = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P=P[2]; h=h[2])$$

$$s[3] = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P=P[3]; h=h[3])$$

$$s[4] = \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P=P[4]; h=h[4])$$

$s[7]=\text{ENTROPY}(\text{STEAM};P=P[7];h=h[7])$
 $s[8]=\text{ENTROPY}(\text{STEAM};P=P[8];h=h[8])$
 $s[9]=\text{ENTROPY}(\text{STEAM};P=P[9];h=h[9])$
 $s[10]=\text{ENTROPY}(\text{STEAM};P=P[10];h=h[10])$
 $s[11]=\text{ENTROPY}(\text{STEAM};P=P[11];h=h[11])$
 $s[12]=\text{ENTROPY}(\text{STEAM};P=P[12];h=h[12])$
 $s[13]=\text{ENTROPY}(\text{STEAM};P=P[13];h=h[13])$
 $s[14]=\text{ENTROPY}(\text{STEAM};P=P[14];h=h[14])$
 $T[1]=\text{TEMPERATURE}(\text{STEAM};P=P[1];h=h[1])$
 $T[7]=\text{TEMPERATURE}(\text{STEAM};P=P[7];h=h[7])$
 $T[8]=\text{TEMPERATURE}(\text{STEAM};P=P[8];h=h[8])$
 $T[9]=\text{TEMPERATURE}(\text{STEAM};P=P[9];h=h[9])$
 $T[10]=\text{TEMPERATURE}(\text{STEAM};P=P[10];h=h[10])$
 $T[14]=\text{TEMPERATURE}(\text{STEAM};P=P[14];h=h[14])$
 $x[8]=\text{Quality}(\text{Steam};P=P[8];h=h[8])$

"Datos relativos al proceso de combustión"

$PCI=11803,4$

$\eta_{\text{cald}}=(m_{\text{dot_agua}}*((h[5]-h[4])+k*(h[4]-h[1])))/(m_{\text{dot_comb}}*PCI)$

$f_{\text{m_O2_aire}}=0,231$

$f_{\text{m_N2_aire}}=0,76$

$f_{\text{m_H2O_aire}}=0,009$

$f_{\text{m_CO2_humos}}=1760/(29,09*x+1308,12)$

$f_{\text{m_H2O_humos}}=(0,252*x+798,12)/(29,09*x+1308,12)$

$f_{\text{m_O2_humos}}=(6,72*x-1264)/(29,09*x+1308,12)$

$f_{\text{m_N2_humos}}=(22,12*x+14)/(29,09*x+1308,12)$

$F=44,97/x$

$F=m_{\text{dot_comb}}/m_{\text{dot_aire}}$

$m_{\text{dot_humos}}=m_{\text{dot_aire}}+m_{\text{dot_comb}}$

"Balance de energía en el hogar"

$$m_dot_comb*PCI=m_dot_humos*(f_m_CO2_humos*(h_CO2_32-h_CO2_T_25)+f_m_O2_humos*(h_O2_32-h_O2_T_25)+f_m_N2_humos*(h_N2_32-h_N2_T_25)+f_m_H2O_humos*(h_H2O_32-h_H2O_T_25))-m_dot_aire*(f_m_O2_aire*(h_O2_31-h_O2_T_25)+f_m_N2_aire*(h_N2_31-h_N2_T_25)+f_m_H2O_aire*(h_H2O_31-h_H2O_T_25))+k*m_dot_agua*(h[3]-h[2])$$

$$m_dot_comb*PCI=m_dot_humos*(f_m_CO2_humos*(h_CO2_adiab-h_CO2_T_25)+f_m_O2_humos*(h_O2_adiab-h_O2_T_25)+f_m_N2_humos*(h_N2_adiab-h_N2_T_25)+f_m_H2O_humos*(h_H2O_adiab-h_H2O_T_25))-m_dot_aire*(f_m_O2_aire*(h_O2_31-h_O2_T_25)+f_m_N2_aire*(h_N2_31-h_N2_T_25)+f_m_H2O_aire*(h_H2O_31-h_H2O_T_25))$$

$$Q_dot_nominal=m_dot_comb*PCI$$

$$Q_dot_hogar=k*m_dot_agua*(h[3]-h[2])$$

$$h_O2_31=ENTHALPY(O2;T=T_31)$$

$$h_N2_31=ENTHALPY(N2;T=T_31)$$

$$h_H2O_31=ENTHALPY(H2O;T=T_31)$$

$$h_CO2_32=ENTHALPY(CO2;T=T_32)$$

$$h_O2_32=ENTHALPY(O2;T=T_32)$$

$$h_N2_32=ENTHALPY(N2;T=T_32)$$

$$h_H2O_32=ENTHALPY(H2O;T=T_32)$$

$$h_CO2_T_25=ENTHALPY(CO2;T=25)$$

$$h_O2_T_25=ENTHALPY(O2;T=25)$$

$$h_N2_T_25=ENTHALPY(N2;T=25)$$

$$h_H2O_T_25=ENTHALPY(H2O;T=25)$$

$$h_CO2_adiab=ENTHALPY(CO2;T=T_adiab)$$

$$h_O2_adiab=ENTHALPY(O2;T=T_adiab)$$

$$h_N2_adiab=ENTHALPY(N2;T=T_adiab)$$

$$h_H2O_adiab=ENTHALPY(H2O;T=T_adiab)$$

"Balance de energía en el sobrecalentador 2 humos-vapor"

$$m_dot_humos*(f_m_CO2_humos*(h_CO2_32-h_CO2_33)+f_m_O2_humos*(h_O2_32-h_O2_33)+f_m_N2_humos*(h_N2_32-h_N2_33)+f_m_H2O_humos*(h_H2O_32-h_H2O_33))=m_dot_agua*(h[5]-h[4])$$

$$Q_dot_sob_2=m_dot_agua*(h[5]-h[4])$$

$$h_CO2_33=ENTHALPY(CO2;T=T_33)$$

$$h_O2_33=ENTHALPY(O2;T=T_33)$$

$$h_N2_33=ENTHALPY(N2;T=T_33)$$

$$h_H2O_33=ENTHALPY(H2O;T=T_33)$$

"Balance de energía en el sobrecalentador 1 humos-vapor"

$$m_{\text{dot_humos}}*(f_{\text{m_CO2_humos}}*(h_{\text{CO2_33}}-h_{\text{CO2_34}})+f_{\text{m_O2_humos}}*(h_{\text{O2_33}}-h_{\text{O2_34}})+f_{\text{m_N2_humos}}*(h_{\text{N2_33}}-h_{\text{N2_34}})+f_{\text{m_H2O_humos}}*(h_{\text{H2O_33}}-h_{\text{H2O_34}}))=k*m_{\text{dot_agua}}*(h[4]-h[3])$$

$$Q_{\text{dot_sob_1}}=k*m_{\text{dot_agua}}*(h[4]-h[3])$$

$$h_{\text{CO2_34}}=\text{ENTHALPY}(\text{CO2};T=T_{\text{34}})$$

$$h_{\text{O2_34}}=\text{ENTHALPY}(\text{O2};T=T_{\text{34}})$$

$$h_{\text{N2_34}}=\text{ENTHALPY}(\text{N2};T=T_{\text{34}})$$

$$h_{\text{H2O_34}}=\text{ENTHALPY}(\text{H2O};T=T_{\text{34}})$$

"Balance de energía en el economizador humos-agua"

$$m_{\text{dot_humos}}*(f_{\text{m_CO2_humos}}*(h_{\text{CO2_34}}-h_{\text{CO2_35}})+f_{\text{m_O2_humos}}*(h_{\text{O2_34}}-h_{\text{O2_35}})+f_{\text{m_N2_humos}}*(h_{\text{N2_34}}-h_{\text{N2_35}})+f_{\text{m_H2O_humos}}*(h_{\text{H2O_34}}-h_{\text{H2O_35}}))=k*m_{\text{dot_agua}}*(h[2]-h[1])$$

$$Q_{\text{dot_eco}}=k*m_{\text{dot_agua}}*(h[2]-h[1])$$

$$h_{\text{CO2_35}}=\text{ENTHALPY}(\text{CO2};T=T_{\text{35}})$$

$$h_{\text{O2_35}}=\text{ENTHALPY}(\text{O2};T=T_{\text{35}})$$

$$h_{\text{N2_35}}=\text{ENTHALPY}(\text{N2};T=T_{\text{35}})$$

$$h_{\text{H2O_35}}=\text{ENTHALPY}(\text{H2O};T=T_{\text{35}})$$

"Comprobación de diferencias mínimas de temperaturas"

$$\text{delta_T_sob_2_ent}=T_{\text{32}}-T[5]$$

$$\text{delta_T_sob_2_sal}=T_{\text{33}}-T[4]$$

$$\text{delta_T_eco_ent}=T_{\text{34}}-T[2]$$

$$\text{delta_T_eco_sal}=T_{\text{35}}-T[1]$$

$$\text{delta_T_recup}=T_{\text{35}}-T_{\text{31}}$$

"Balance de energía en el recuperador de calor"

$$T_{\text{30}}=18$$

$$m_{\text{dot_humos}}*(f_{\text{m_CO2_humos}}*(h_{\text{CO2_35}}-h_{\text{CO2_36}})+f_{\text{m_O2_humos}}*(h_{\text{O2_35}}-h_{\text{O2_36}})+f_{\text{m_N2_humos}}*(h_{\text{N2_35}}-h_{\text{N2_36}})+f_{\text{m_H2O_humos}}*(h_{\text{H2O_35}}-h_{\text{H2O_36}}))=m_{\text{dot_aire}}*(f_{\text{m_O2_aire}}*(h_{\text{O2_31}}-h_{\text{O2_30}})+f_{\text{m_N2_aire}}*(h_{\text{N2_31}}-h_{\text{N2_30}})+f_{\text{m_H2O_aire}}*(h_{\text{H2O_31}}-h_{\text{H2O_30}}))$$

$$Q_{\text{dot_recup}}=m_{\text{dot_aire}}*(f_{\text{m_O2_aire}}*(h_{\text{O2_31}}-h_{\text{O2_30}})+f_{\text{m_N2_aire}}*(h_{\text{N2_31}}-h_{\text{N2_30}})+f_{\text{m_H2O_aire}}*(h_{\text{H2O_31}}-h_{\text{H2O_30}}))$$

$$h_{\text{O2_30}}=\text{ENTHALPY}(\text{O2};T=T_{\text{30}})$$

$$h_{\text{N2_30}}=\text{ENTHALPY}(\text{N2};T=T_{\text{30}})$$

$h_{H_2O_30} = \text{ENTHALPY}(H_2O; T = T_{30})$

$h_{CO_2_36} = \text{ENTHALPY}(CO_2; T = T_{36})$

$h_{O_2_36} = \text{ENTHALPY}(O_2; T = T_{36})$

$h_{N_2_36} = \text{ENTHALPY}(N_2; T = T_{36})$

$h_{H_2O_36} = \text{ENTHALPY}(H_2O; T = T_{36})$

Bibliografía

- [1] «Efecto invernadero: qué es, cómo se produce y consecuencias - Iberdrola». [En línea]. Disponible en: <https://www.iberdrola.com/medio-ambiente/consecuencias-efecto-invernadero>. [Accedido: 20-nov-2020].
- [2] EIA, «EIA projects nearly 50% increase in world energy usage by 2050, led by growth in Asia - Today in Energy - U.S. Energy Information Administration (EIA)», 24.09.2019, 2019. [En línea]. Disponible en: <https://www.eia.gov/todayinenergy/detail.php?id=41433>. [Accedido: 24-nov-2020].
- [3] Instituto Nacional de Estadística, «España en cifras 2019», 2019.
- [4] «España lidera el ranking europeo en recursos de biomasa pero está a la cola en su uso térmico», *Energética21*, 2018. [En línea]. Disponible en: <http://www.energetica21.com/noticia/espana-lidera-el-ranking-europeo-en-recursos-de-biomasa-pero-esta-a-la-cola-en-su-uso-termico>. [Accedido: 21-nov-2020].
- [5] Borja Velázquez Martí, *Aprovechamiento de la biomasa para uso energético*. Reverté, 2017.
- [6] Agencia Andaluza de la Energía, «La bioenergía en Andalucía». 2018.
- [7] S. García Garrido, *Centrales Termoeléctricas de Biomasa. Volumen 1*. 2014.
- [8] J. Arauzo, F. Bimbela Serrano, J. Ábrego, J. Sánchez, y A. Gonzalo, «Introducción a las tecnologías de aprovechamiento de biomasa», *Boletín del Grup. Español del Carbón*, n.º 33, pp. 2-6, 2014.
- [9] P. Basu, «Design of Biomass Gasifiers», en *Biomass Gasification Design Handbook*, 2010, pp. 167-228.
- [10] I. Prieto, «Centrales térmicas. Sistemas de combustión en lecho fluido». .
- [11] J. Carrasco, «Combustión Directa De La Biomasa», *Master en Energía Renov. y Merc. Energético 2007/2008. Esc. negocios*, p. 30, 2008.
- [12] Y. Cengel y M. Boles, *Termodinámica*. 2014.
- [13] S. García Garrido, *Centrales Termoeléctricas de Biomasa. Volumen 2*. 2014.
- [14] S. García Garrido, *Centrales Termosolares CCP. Volumen 1: Fundamentos Técnicos, Principales Equipos y Sistemas*. 2013.
- [15] M. J. Montes Pita, *Ingeniería térmica*. 2014.
- [16] C. Sánchez Naranjo, *Tecnología de las centrales termoeléctricas convencionales*. 2010.
- [17] M. J. Montes Pita, «Análisis Y Propuestas De Sistemas Solares De Alta Exergía Que Emplean Agua Como Fluido Calorífero», 2008.
- [18] Black & Veatch, *Power Plant Engineering*. 1996.
- [19] S. Martínez-Lozano, «Evaluación de la biomasa como recurso energético renovable en Cataluña», 2009.

- [20] P. Fernández Díez, «Calderas de Lecho Fluidificado», en *Centrales Térmicas*, .
- [21] P. Fernández Díez, «Centrales que queman maderas y biomasa», en *Centrales Térmicas*, pp. 1115-1147.
- [22] «What is a pinch point in a heat exchanger? - Quora». [En línea]. Disponible en: <https://www.quora.com/What-is-a-pinch-point-in-a-heat-exchanger>. [Accedido: 10-sep-2020].
- [23] S. Sabugal García y F. Gómez Moñux, *Centrales Termicas De Ciclo Combinado: Teoria Y Proyecto*. Díaz de Santos, 2006.
- [24] E. Zarza Moya, «Módulo : Electricidad Termosolar Captadores Cilindroparabólicos. Sesiones 9 y 10.» 2016.
- [25] E. Zarza Moya, «Módulo : Electricidad Termosolar Captadores Cilindroparabólicos. Sesiones 13 y 14.» 2016.
- [26] L. Rodríguez de Luis, «Web Cursolar». [En línea]. Disponible en: <http://www.ujaen.es/investiga/solar/07cursosolar/>.
- [27] «Oblicuidad de la eclíptica - Wikipedia, la enciclopedia libre». [En línea]. Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/Oblicuidad_de_la_eclíptica. [Accedido: 27-ago-2020].
- [28] «Paralelos y Meridianos». [En línea]. Disponible en: <https://www.diferenciador.com/paralelos-y-meridianos/#:~:text=Los paralelos son líneas imaginarias,el paralelo cero%2C o ecuador.&text=Los meridianos son líneas imaginarias,los polos Norte y Sur>.
- [29] E. Zarza-Moya, «Concentrating Solar Thermal Power», *A Comprehensive Guide to Solar Energy Systems*. pp. 127-148, 2018.
- [30] T. Islam, N. Huda, A. B. Abdullah, R. Saidur, y A. Khaimah, «A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) technologies: Current status and research trends», 2018.
- [31] Torresol Energy, «Gemasolar». [En línea]. Disponible en: <https://torresolenergy.com/gemasolar/>. [Accedido: 29-ago-2020].
- [32] S. Karellas y T. C. Roumpedakis, «Solar thermal power plants», en *Solar Hydrogen Production: Processes, Systems and Technologies*, 2019, pp. 179-235.
- [33] C. K. Ho y B. D. Iverson, «Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 29. pp. 835-846, 2014.
- [34] C. K. Ho, «A review of high-temperature particle receivers for concentrating solar power», *Applied Thermal Engineering*, vol. 109. pp. 958-969, 2016.
- [35] E. Bellos, «Progress in the design and the applications of linear Fresnel reflectors – A critical review», *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 10. pp. 112-137, 2019.
- [36] M. Brazo Reina, «Sistema pasivo de almacenamiento de energía térmica en centrales termosolares», Universidad de Sevilla, 2016.
- [37] J. A. Álvarez López, «Análisis óptico y energético de un captador Fresnel», Universidad de

Sevilla, 2017.

- [38] W. Fuqiang, C. Ziming, T. Jianyu, Y. Yuan, S. Yong, y L. Linhua, «Progress in concentrated solar power technology with parabolic trough collector system: A comprehensive review», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 79. pp. 1314-1328, 2017.
- [39] J. A. Vélez Godiño, «Comunicación personal», 2020.
- [40] Z. Ma, G. C. Glatzmaier, M. Wagner, y T. Neises, «General performance metrics and applications to evaluate various thermal energy storage technologies», en *ASME 2012 6th International Conference on Energy Sustainability, ES 2012, Collocated with the ASME 2012 10th International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology*, 2012, n.º PARTS A AND B, pp. 345-351.
- [41] M. Romero *et al.*, «Central eléctrica mixta solar-biomasa». CIEMAT, 2002.
- [42] S. García Garrido, *Ingeniería de centrales termosolares CCP: estado del arte en tecnología termosolar*. Renovetec, 2010.
- [43] S. Turrado Fernández, «Situación actual y perspectivas de futuro de la hibridación térmica solar con biomasa forestal en España». 2014.
- [44] P. Domínguez, A. A. Navarro, L. Ramírez, J. Polo, y E. Zarza, «Análisis de metodologías de identificación de zonas de exclusión para estudios de potencial de energía solar termoelectrica (CSP)», *Inf. Técnicos Ciemat*, 2013.
- [45] J. Jorgenson, P. Gilman, y A. Dobos, «Technical manual for the SAM biomass power generation model». 2011.
- [46] X. Elías, *Reciclaje de residuos industriales*. 2009.
- [47] Agencia Andaluza de la Energía, «Potencial de biomasa en Andalucía. Metodología». 2011.
- [48] Agencia Andaluza de la Energía, «Mapas de densidad energética de Andalucía». 2012.
- [49] Agencia Andaluza de la Energía, «Potencial de la biomasa en Andalucía». 2012.
- [50] «Rota - Google Maps». [En línea]. Disponible en: <https://www.google.es/maps/place/11520+Rota,+Cádiz/@36.6262129,-6.6487585,10z/data=!4m5!3m4!1s0xd0dd833baed7d51:0xcb5568ef90291d3e!8m2!3d36.6236874!4d-6.3601441?hl=es>. [Accedido: 25-may-2020].
- [51] «Mapa Cadiz por municipios gigante | Mapasmurales.com». [En línea]. Disponible en: <https://www.mapasmurales.com/mapas/mapa-cadiz-por-municipios-gigante/>. [Accedido: 25-may-2020].
- [52] N. Sebastian, D. García-Galindo, y A. Rezeau, *Energía de la biomasa I*. Zaragoza Prensas de la Universidad de Zaragoza 2017, 2010.
- [53] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, «Biomasa: Maquinaria Agrícola y Forestal», *Manuales de Energías Renovables*. pp. 1-36, 2007.
- [54] EHN, «Planta de biomasa por combustión de paja en Sangüesa». .
- [55] A. Wahab, H. Sattar, A. Ashraf, S. N. Hussain, M. Saleem, y S. Munir, «Thermochemical,

kinetic and ash characteristics behaviour of Thar Lignite, agricultural residues and synthetic polymer waste (EVA)», *Fuel*, vol. 266, n.º September 2019, p. 117151, 2020.

- [56] M. E. Sánchez, E. Lindao, D. Margaleff, O. Martínez, y A. Morán, «Pyrolysis of agricultural residues from rape and sunflowers: Production and characterization of bio-fuels and biochar soil management», *J. Anal. Appl. Pyrolysis*, vol. 85, n.º 1-2, pp. 142-144, 2009.
- [57] Agencia Andaluza de la Energía, «Radiación Solar en Andalucía». [En línea]. Disponible en: <https://www.agenciaandaluzadelaenergia.es/Radiacion/radiacion1.php>. [Accedido: 27-may-2020].
- [58] M. J. Moran y H. N. Shapiro, *Fundamentos de termodinámica técnica*. Reverté, 2018.
- [59] S. García Garrido, *Cogeneración: Diseño, operación y mantenimiento de plantas de cogeneración*. 2018.
- [60] E. Zarza Moya, «Modulo : Electricidad Termosolar Captadores Cilindroparabólicos Sesiones 15 y 16 : Práctica de Dimensionado de un Campo de CCPs». 2016.
- [61] «Development of a low cost European desalination and process heat collector», 2001. [En línea]. Disponible en: <https://cordis.europa.eu/article/id/80455-parabolic-trough-collector-for-solar-power/es>. [Accedido: 24-ago-2020].
- [62] E. Zarza Moya, «Módulo : Electricidad Termosolar Captadores Cilindroparabólicos. Sesión 11», 2016.
- [63] J. H. Peterseim, S. White, U. Hellwig, A. Tadros, y F. Klostermann, «CONCENTRATING SOLAR POWER / ENERGY FROM WASTE HYBRID PLANTS-CREATING SYNERGIES», 2012.
- [64] P. Guàrdia Duran, «Diseño de un parque termosolar», Universitat Politècnica de Catalunya, 2013.
- [65] I. Prieto y M. Alonso, «Centrales térmicas. Sistemas de control». .
- [66] P. K. Nag, *Power Plant Engineering*. 2008.
- [67] M. Biencito Murga, «Simulación y Optimización de Centrales Termosolares de Generación Directa de Vapor con Captadores Cilidroparabolicos usando un Modelo Cuasidinámico», 2018.
- [68] R. Kehlhofer, *Combined-cycle gas and steam turbine power plants*. PennWell, 2009.
- [69] A. Muñoz de Palacio, «Diseño óptimo de una planta de potencia eléctrica basada en un ciclo combinado con hibridación termosolar», 2020.
- [70] M. Leveni y R. Cozzolino, «Energy, exergy, and cost comparison of Goswami cycle and cascade organic Rankine cycle/absorption chiller system for geothermal application», *Energy Convers. Manag.*, vol. 227, n.º August 2020, p. 113598, 2021.
- [71] S. Scarpellini, *Análisis de viabilidad económico-financiero de un proyecto de energías renovables*. 2010.
- [72] W. Shen *et al.*, «A comprehensive review of variable renewable energy leveled cost of electricity», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 133. 2020.

- [73] S. Pramanik y R. V Ravikrishna, «A review of concentrated solar power hybrid technologies», *Applied Thermal Engineering*, vol. 127. pp. 602-637, 2017.
- [74] S. Cuadros, «Residuos agrícolas , forestales y lodos». EOI, p. 70, 2008.